

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

27/84

وزارة التعليم والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département Génie-Mécanique

Let

PROJET DE FIN D'ETUDES

THEME

**Etude d'une Turbine à Gaz
pour la production d'électricité**

Proposé et suivi par :

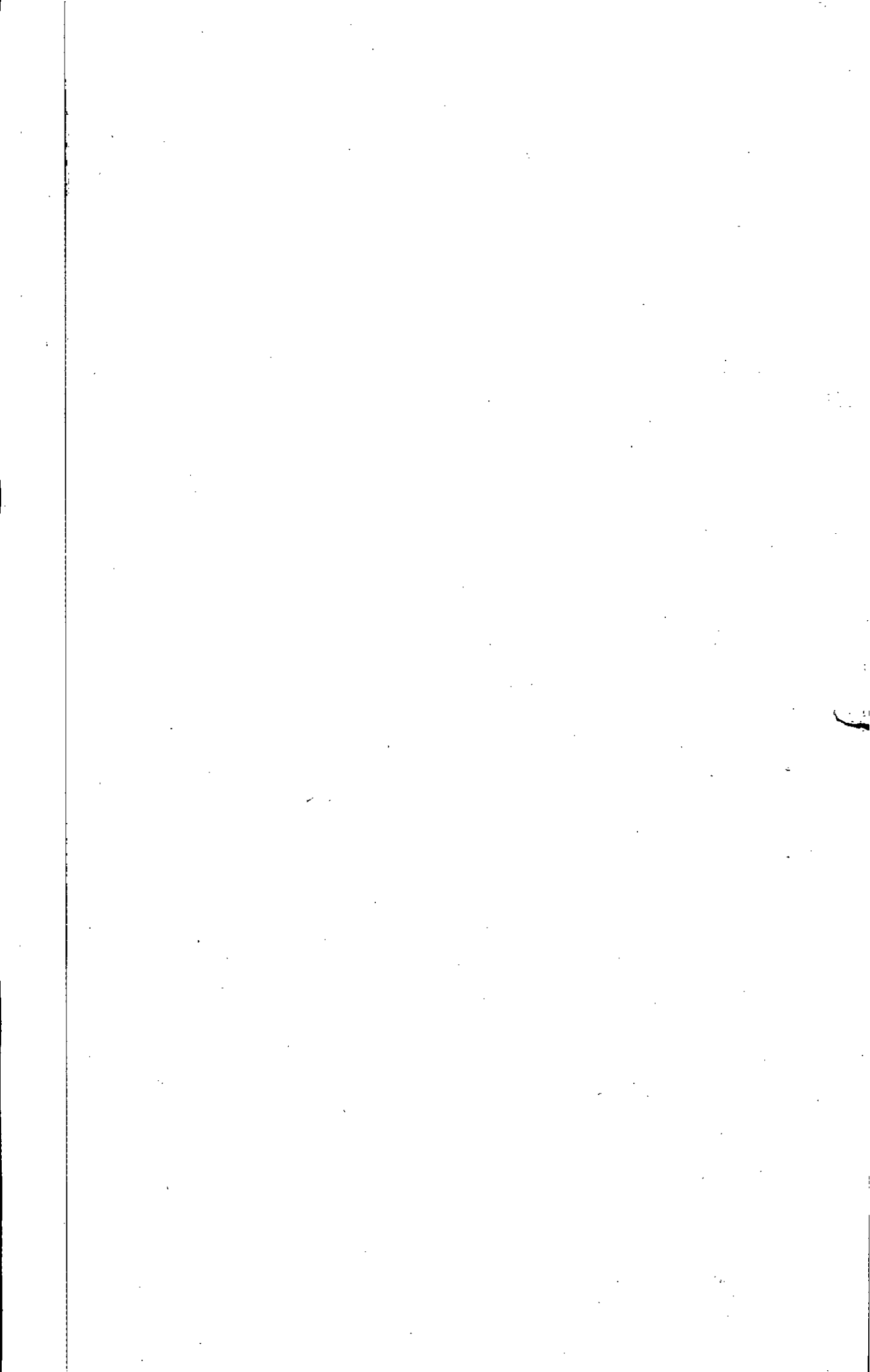
Mr. A. GAHMUSSE

Professeur à l'E. N. P. A.

Etudié par :

A. SALHI

PROMOTION : JANVIER 1984



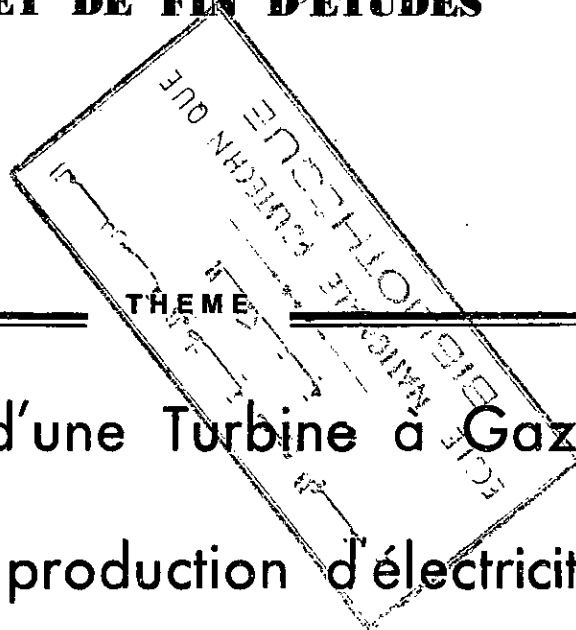
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département Génie-Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES



**Etude d'une Turbine à Gaz
pour la production d'électricité**

Proposé et suivi par :
Mr. A. GAHMUSSE
Professeur à l'E. N. P. A.

Etudié par :
A. SALHI

PROMOTION : JANVIER 1984

REMERCIEMENTS

• Je tiens à remercier M^r GAHMOUSSE pour l'aide inestimable et les conseils qu'il m'a prodigué durant l'élaboration de ce projet.

Je remercie également tous les enseignants qui ont contribué à notre formation.

Toute personne ayant participé de près ou de loin à la réalisation de cette étude trouvera ici ma profonde gratitude et ma sincère sympathie.

DEDICACES

• Je dédie ce travail :

- A mes chers parents.
- A mes frères et sœurs.
- A toute la famille.
- Et à tous les amis.

ABDELHAKIM

.....

DONNEES DE BASE

Puissance utile.....	$P_u = 12 \text{ MW}$
Débit d'air.....	$m_a = 80 \text{ Kg/s}$
Vitesse de rotation.....	$N = 3000 \text{ tr/mn}$
Degré de réaction.....	$\epsilon = 0,5$
Taux de compression.....	$\tau = 5$
Combustible.....	Gaz naturel

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION	i
ANNEXE : NOTIONS DE BASE	I
1. Gaz parfait	I
2. Transformation adiabatique	I
3. Transformation polytropique	I
4. Vitesse locale du son	II
5. Nombre de Mach	II
6. Etat d'arrêt ou total	II
7. Equation de continuité	II
8. Equation d'énergie	III
9. Enthalpie totale	III
CH. I : GENERALITES	1
I. Définition et principe d'une turbine à gaz	1
II. Classification des turbines à gaz	1
2-1. Turbine à gaz à circuit fermé	1
2-2. Turbine à gaz à circuit ouvert	1
III. Cycles thermiques de la turbine à gaz	2
3-1. Cycle simple	2
3-1-1. Cycle théorique	4
3-1-2. Cycle réel	4
3-2. Cycle avec réfrigération	5
3-3. Cycle à réchauffage	6
3-4. Cycle avec réchauffage et réfrigération	6
3-5. Cycle à récupération	6
3-6. Cycle avec réchauffage, réfrigération et récupération	7
CH II : DIFFUSEUR	8
I. Définition et principe	8
II. Rendement du diffuseur	8
III. Diffuseur dans une turbine à gaz	9
IV. Construction des diffuseurs	10
V. Calcul du diffuseur	11
5-1. Caractéristiques de l'air à l'entrée du diffuseur	11
5-2. Caractéristiques de l'air à la sortie du diffuseur	11
VI. Conclusion	17

CH.III : COMPRESSEUR.	20
I.Introduction.	20
II.Compresseurs axiaux	21
2-1.Triangle de vitesses	21
2-2.Degré de réaction.	22
2-3.Etude de l'expansion de l'air dans le compresseur.	22
III.Etude thermodynamique	23
3-1.Travail du compresseur.	23
3-2.Rendement polytropique.	25
3-3.Coefficient polytropique	25
3-4.Taux de compression par étage	26
3-5.Coefficient de pression.	26
IV.Etude aérodynamique	27
V.Variations radiales	30
VI.Pompage et stabilité du compresseur	31
CH.IV: CALCUL DU COMPRESSEUR	33
I.Calcul thermodynamique.	33
1-1.Augmentation d'enthalpie dans le compresseur	33
1-2.Coefficient polytropique	34
1-3.Détermination du nombre d'étages	34
1-4.Augmentation de température totale par étage	34
1-5.Triangle des vitesses.	35
1-6.Calcul de la grille d'entrée	36
1-7.Calcul de la grille de sortie.	36
1-8.Augmentation d'enthalpie dans le rotor et le stator.	37
1-9.Température totale à la sortie du compresseur.	37
1-10.Température statique à la sortie du compresseur	37
1-11.Vitesse du son à la sortie du compresseur.	37
II.Calcul aérodynamique	40
2-1.Détermination du coefficient de portance	40
2-2.Détermination du nombre de Reynolds	40
2-3.Détermination du coefficient de traînée.	40
2-4.Angle de calage	42
2-5.Pas de grille.	42
2-6.Nombre d'aubes par grille.	42
2-7.Calcul du coefficient C_x	42

2-8_Forces axiale et tangentielle	43
2-9_Vérification de F_{Uj}	45
2-10_Vérification de F_{Oj}	45
III_Conclusion	46
CH.V:CHAMBRE DE COMBUSTION	47
I_Définition et principe de fonctionnement	47
II_Matériaux	49
III_Combustible	49
IV_Etude énergétique	49
V_Calcul de la chambre de combustion	52
5-1_Calcul thermodynamique	52
5-2_Dimensionnement de la chambre de combustion	55
5-3_Conclusion	56
CH.VI:LA TURBINE	57
I_Définition et principe de fonctionnement	57
II_Turbine axiale	57
III_Triangle des vitesses	57
IV_Etude thermodynamique	59
V_Intervention de la 3 ^e dimension	60
VI_Annulation de l'effet des forces centrifuges	61
VII_Refroidissement des aubes	63
VIII_Propriétés des matériaux des aubes de turbine	64
IX_Matériaux	64
CH.VII:CALCUL DE LA TURBINE	66
I_Calcul thermodynamique	66
1-1_Taux de détente	66
1-2_Variation d'enthalpie totale	66
1-3_Détermination du nombre d'étages	67
1-4_Triangle des vitesses	67
1-5_Calcul des grilles d'entrée et de sortie	69
1-5-1_Grille d'entrée	69
1-5-2_Grille de sortie	69
1-6_Variation d'enthalpie dans le rotor et le stator	69
1-7_Températures totale et statique à la sortie de la turbine	70
1-8_Nombre de Mach à la sortie	70
II_Calcul dynamique	73

2-1_Force tangentielle	73
2-2_Force axiale	75
2-3_Force centrifuge	77
2-4_Remarkes	78
CH.VIII: RECUPERATEUR	79
I_Principe et intérêt du récupérateur.	79
II_Efficacité de l'échangeur.	79
III_Construction des récupérateurs	80
IV_Etude du cycle thermique avec récupération	80
4-1_Cycle théorique.	80
4-2_Cycle réel	82
V_Etude de l'échangeur	84
5-1_Aspect thermique	84
5-2_Distribution de température dans un échangeur à contre-courant	85
5-3_Equation de l'échange local	86
5-4_Evaluation du coefficient d'échange global K	87
5-5_Evaluation des coefficients d'échange des fluides par convection h_c et h_f	89
5-6_Efficacité d'un échangeur à contre-courant.	91
5-7_Méthode NUT	92
VI_Calcul de l'échangeur.	93
6-1_Calcul des sections d'entrée.	93
6-2_Caractéristiques des tubes employés	94
6-3_Calcul des températures des fluides à la sortie.	94
6-4_Evaluation des coefficients h_f et h_c	95
6-5_Evaluation du coefficient global d'échange K	96
6-6_Nombre d'unité de transfert	98
6-7_Efficacité de l'échangeur.	98
6-8_Puissance de l'échangeur	98
6-9_Caractéristiques des fluides à la sortie	99
VII_Performances de la turbine à gaz	103
CONCLUSION	
BIBLIOGRAPHIE	

INTRODUCTION

L'énergie électrique est d'une importance capitale dans le secteur de l'énergie, qui apparaît comme le secteur pilote de l'appareil productif.

Avant on se contentait de l'énergie électrique d'origine hydraulique. Cette énergie naturelle dépend du potentiel en eau, donc du volume des précipitations annuelles. L'accroissement rapide de la consommation d'énergie électrique a conduit à la création d'autres moyens et méthodes, qui laissent plus de liberté dans le choix de l'emplacement des centrales électriques. Ceci a donné naissance aux installations de turbines à vapeur et ensuite à celles de turbines à gaz. Comme la turbine à vapeur nécessitait aussi un potentiel notable d'eau pour la réfrigération du condenseur ; la turbine à gaz n'en consommait que des débits nettement inférieurs pour le refroidissement du compresseur. Ceci a favorisé la turbine à gaz particulièrement dans les régions arides et désertiques. La turbine à gaz peut trouver alors son application dans un pays comme le nôtre, qui est caractérisé par une faible hydraulité mais en même temps par l'abondance du pétrole et du gaz naturel, donc l'abondance du combustible. Ainsi apparaît le but essentiel de notre projet.

Les turbines à gaz comme celles à vapeur sont caractérisées par la continuité de leur fonctionnement, leurs poids et encombrement sont inférieurs à ceux des moteurs à pistons de même puissance, leurs fondations moins importantes, leur couple moteur ne subit pas de variations périodiques, ainsi que l'entretien et le graissage sont peu élevés.

Actuellement la conception et la réalisation des turbines à gaz ont subi de nombreuses perfectionnements, qui viennent s'ajouter aux progrès de la mécanique des fluides et la métallurgie. Ces dernières ont permis l'obtention de résultats incontestables, et en particulier des rendements comparables à ceux des turbines à vapeur. En plus à puissance égale le coût des turbines à gaz à rendement élevés diffère peu de celui des turbines à vapeur.

De nos jours les turbines à gaz sont réalisées en une gamme

de puissance très large. Il existe de nombreuses variantes de construction selon les domaines d'application. Les turbines à gaz peuvent être destinées soit pour l'actionnement des compresseurs (unités pétrochimiques), de pompe (oléoducs, installation de remplissage) et d'alternateurs (pour la production d'énergie électrique). Soit pour la traction automobile, ferroviaire, propulsion marine et pour des applications aéronautiques (turboréacteurs et turbohélices).

Ce projet a pour but l'étude énergétique d'une turbine à gaz. Cette étude a été divisée en huit chapitres :

Le chapitre I est consacré aux généralités, où on a donné la classification des turbines à gaz et les différents cycles thermiques, selon lesquels une turbine à gaz peut fonctionner.

Le chapitre II traite de l'étude et du calcul du diffuseur ou tubulure d'entrée.

Le chapitre III est consacré à l'étude du compresseur axial le plus utilisé dans le domaine des turbines à gaz. Le calcul thermodynamique et aérodynamique fait l'objet du chapitre IV.

Le chapitre V est consacré à l'étude et au calcul de la chambre de combustion.

Le chapitre VI traite de l'étude énergétique de la turbine proprement dite.

Le calcul énergétique et dynamique de la turbine est le sujet du chapitre VII.

Enfin le chapitre VIII est consacré à l'étude et au calcul de l'échangeur ou récupérateur.

ANNEXE

NOTIONS DE BASE

Dans l'étude thermodynamique des écoulements des fluides on utilise fréquemment les paramètres d'états, ainsi que les transformations éventuelles subies par le fluide. Il est alors nécessaire de les définir.

1 - Gaz parfait

Un gaz parfait est caractérisé par la relation :

$$P/\rho = rT \quad (A-1)$$

où : P, T : sont respectivement les pression et température statiques (locales), en N/m^2 et $^{\circ}K$.

ρ : est la masse volumique du gaz en Kg/m^3 .

r : est la constante des gaz parfait en $J/Kg^{\circ}K$

Pour l'air $r = 287 J/Kg^{\circ}K$

2 - Transformation adiabatique

Une telle transformation est caractérisé par la relation :

$$P/\rho^{\gamma} = Cte \quad (A-2)$$

où γ : est le rapport des chaleurs spécifiques à pression et à volume constant (C_p, C_v)

$$\gamma = C_p/C_v \quad (A-3)$$

3 - Transformation polytropique

Tout écoulement est accompagné de frottement, donc de pertes de charge. L'équation qui régit un tel écoulement est complexe. Pour simplifier le phénomène on a adopté une relation semblable à celle d'une transformation adiabatique (isentropique), où le coefficient γ est remplacé par un coefficient K , dit coefficient polytropique.

D'où :

$$P/\rho^K = Cte \quad (A-4)$$

4 - Vitesse locale du son

La vitesse locale du son pour un gaz parfait est donnée par la relation :

$$a = \sqrt{\gamma r T} \quad (\text{m/s}) \quad (\text{A-5})$$

5 - Nombre de Mach

On appelle le nombre de Mach le rapport :

$$M = \frac{V}{a} \quad (\text{A-6})$$

où V est la vitesse de l'écoulement en un point donné (m/s).

6 - Etat d'arrêt ou total

On désigne par un état d'arrêt le point où l'écoulement est ramené isentropiquement au repos. On le désigne par l'indice 0.

En un point donné de l'écoulement l'état statique et l'état total sont reliés par les relations suivantes :

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (\text{A-7})$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{A-8})$$

P_0, T_0 : sont respectivement les pression et température totales

7 - Equation de continuité

L'équation de continuité est donnée par :

$$\dot{m} = \rho \cdot S \cdot V \quad (\text{A-9})$$

où \dot{m} : est le débit-masse du fluide (Kg/s).

S : est la section de passage (m^2).

V : la vitesse de l'écoulement à travers la section de passage S .

8 - Equation d'énergie

Entre deux points 1 et 2 de l'écoulement à travers une turbomachine on peut établir le bilan énergétique.

Ce dernier est donné par :

$$(W + Q)_{12} = U_2 - U_1 + p_2 v_2 - p_1 v_1 + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad (A-10)$$

W, Q : étant respectivement le travail et la chaleur échangés par le fluide entre les deux états 1 et 2 (J/Kg).

U : est l'énergie interne du fluide (J/Kg).

v : est le volume spécifique du fluide (m^3/Kg).

g : est l'accélération de pesanteur (m/s^2).

Δz : est la variation d'altitude subie par le fluide.
(m)

On appelle enthalpie la fonction d'état donnée par :

$$H = U + p v \quad (J/Kg) \quad (A-11)$$

L'expression (A-10) devient :

$$(W + Q)_{12} = H_2 - H_1 + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) + g(z_2 - z_1)$$

Pour les turbomachines, la variation d'altitude Δz est négligée dans le cas des gaz (air) et la transformation est supposée sans échange de chaleur avec le milieu extérieur. Donc :

$$\Delta z \approx 0 \quad \text{et} \quad Q_{12} \approx 0$$

Il vient que :

$$W_{12} = H_2 - H_1 + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) \quad (A-12)$$

9 - Enthalpie totale.

L'enthalpie totale est donnée par :

$$H_0 = H + \frac{1}{2} V^2 \quad (J/Kg) \quad (A-13)$$

L'équation d'énergie devient :

$$W_{12} = H_{02} - H_{01} = \Delta H_{012} \quad (A-14)$$

Le travail échangé par le fluide est donc égal à la variation d'enthalpie. Cette dernière est donnée par :

Définition et principe d'une turbine à gaz

La turbine à gaz est une machine motrice tournante à combustion interne. Elle est équipée d'un compresseur et d'une chambre de combustion. Elle produit elle-même le fluide sous pression et à température élevée (produits de combustion), qui après détente dans la turbine fournit l'énergie mécanique sur l'arbre.

La turbine à gaz apparaît comme une véritable unité autonome qui se suffit à elle-même. Elle doit supporter en permanence des températures élevées. Actuellement l'emploi de matériaux de haute qualité et des systèmes de refroidissement perfectionnés a permis d'atteindre des températures allant jusqu'à 1300°K .

II Classification des turbines à gaz

On distingue les turbines à gaz à circuit fermé et à circuit ouvert.

2-1 Turbine à gaz à circuit fermé

Dans une turbine à circuit fermé on utilise indéfiniment le fluide moteur, qui peut être l'air ou un autre gaz tel que l'hélium et le gaz carbonique. Sa nature ne subit aucune variation. Ce fluide se trouve soustrait à toute communication avec l'atmosphère.

Cela permet de choisir librement les niveaux de pressions extrêmes du cycle thermique, ainsi que le choix du fluide moteur. Mais l'emploi indéfini du même fluide exige pour le chauffage de ce fluide une surface de transmission et un foyer extérieur.

2-2 Turbine à gaz à circuit ouvert

L'aspiration du compresseur ainsi que l'échappement de la turbine sont directement reliés à l'atmosphère. L'air est en renouvellement continu, et les gaz d'échappement ne reviennent pas au circuit.

La combustion s'effectue à une pression supérieure à celle atmosphérique. Cette surpression peut être réalisée de deux façons différentes :

a) Par explosion, par exemple par l'action d'une étincelle. Une

soupape s'ouvre et laisse s'échapper les produits de combustion qui traversent les aubes mobiles de la turbine. Ce type de turbine à gaz est appelé : turbine à explosion.

b) L'alimentation de la chambre de combustion se fait d'une manière continue par l'air comprimé à l'aide du compresseur. Le combustible est injecté en permanence par une pompe. Un tel type est appelé : turbine à combustion.

La turbine à combustion par rapport à celle à explosion offre beaucoup d'avantages tels que : la continuité du fonctionnement, plus de simplicité et de sécurité. De plus sa construction offre la possibilité de la récupération de la chaleur disponible dans les gaz d'échappement, afin d'augmenter le rendement thermique.

Actuellement le mode de fonctionnement le plus adopté est celui de la turbine à combustion.

III - Cycles thermiques de la turbine à gaz

3-1. Cycle simple :

On définit ainsi un cycle ne comportant ni réfrigération, ni réchauffage qu'on détaillera plus tard.

L'air atmosphérique est comprimé par un compresseur axial, qui le refoule dans une chambre de combustion. Une partie de cet air environ 30% participe à la combustion (air primaire). L'air restant (air secondaire) se mélange aux gaz de combustion à mi-chemin de la chambre pour abaisser et contrôler la température pouvant atteindre 2000 à 2400°K. Le mélange gazeux subit alors une détente dans la turbine puis s'échappe dans l'atmosphère. La puissance développée par la turbine sert à l'entraînement du compresseur et de la génératrice. C'est la puissance disponible aux bornes de la génératrice qui caractérise l'intérêt de l'installation. Cette dernière comporte aussi un moteur de lancement qui permet la mise en marche du compresseur, jusqu'à l'obtention d'une pression de refoulement suffisante pour la mise en service autonome du groupe fig-1.

Le cycle simple fig-2- comporte :

2-3' Compression isentropique

2-3 Compression réelle (polytropique)

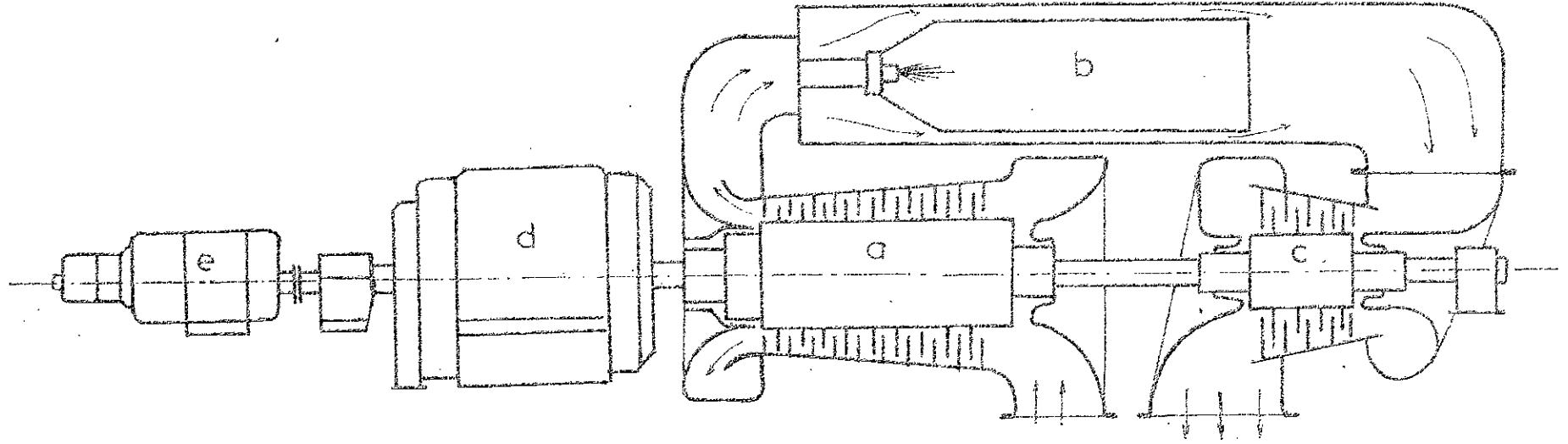


Fig.1 - Schéma d'une turbine à gaz (Cycle simple).

a Compresseur axial _b_ Chambre de combustion _c_ Turbine axiale
d Alternateur _e_ Moteur de lancement.

- 3-4 Combustion isobare
- 4-5' Détente isentropique
- 4-5 Détente réelle (polytropicque)

Remarque: La transformation 1-2 représente la phase d'écoulement de l'air dans la tubulure d'entrée

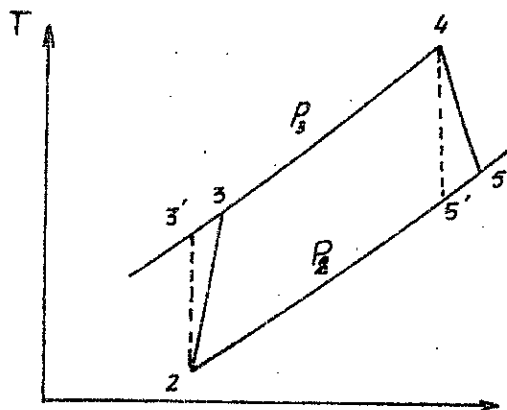


Diagramme du cycle simple S
Fig-2.

3.1.1 Cycle théorique (2-3-4-5')

Le travail fourni par la détente rapporté à 1 Kg de fluide est: $W_t = C_p (T_4 - T_{5'})$

Le travail absorbé par la compression rapporté à 1 Kg de fluide est: $W_c = C_p (T_{3'} - T_2)$

Le travail utile sera donc: $W_u = W_t - W_c = C_p [(T_4 - T_{5'}) - (T_{3'} - T_2)]$

Le rendement thermique du cycle est le rapport du travail utile à celui dépensé, soit donc:

$$\eta = \frac{W_u}{W_d} = \frac{(T_4 - T_{5'}) - (T_{3'} - T_2)}{T_4 - T_{3'}}$$

Or $\frac{T_{3'}}{T_2} = \frac{T_4}{T_{5'}} = \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = r$; $T_{3'} = r T_2$, $T_{5'} = \frac{T_4}{r}$, $r = \tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$

d'où $W_t = C_p T_4 \left(1 - \frac{1}{r}\right)$

soit en posant $T_4 = \beta T_2$:

$$W_t = C_p T_2 \beta \frac{r-1}{r}$$

Le travail de compression prend la forme:

$$W_c = C_p T_2 (r-1)$$

Le rendement thermique est donné par:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r}$$

Cette expression montre que le rendement du cycle théorique dépend du taux de compression τ . Le rendement augmente avec la croissance de cette grandeur.

3.1.2 Cycle réel (2-3-4-5)

Dans un tel cycle on introduit les rendements de la détente et de la compression qui sont définis par:

$$\eta_t = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_5'} \quad ; \quad \eta_c = \frac{T_3' - T_2}{T_3 - T_2}$$

Les travaux de la turbine et du compresseur deviennent :

$$W_t = C_p (T_4 - T_5) = C_p T_2 \theta \frac{r-1}{r} \eta_t$$

$$W_c = C_p (T_3 - T_2) = C_p T_2 \frac{r-1}{\eta_c}$$

Le rendement thermique prend la forme :

$$\eta = \frac{r-1}{r} \frac{(\theta \eta_t - r/\eta_c)}{(\theta - 1 - \frac{r-1}{\eta_c})}$$

Cette expression montre que le rendement du cycle réel dépend à la fois du taux de compression et du rapport des températures extrêmes T_4/T_2 . Pour une température T_4 donnée il existe un taux de compression pour lequel le rendement passe par un maximum. Mais le choix du taux de compression dépend non seulement du rendement, mais aussi de la variation de ce rendement avec la charge, ainsi que des coûts de l'installation et de l'entretien.

3-2 Cycle avec réfrigération

Le cycle comporte :

2-3 Compression partielle isotherme.

2-3' Compression totale isotherme.

3-4 Compression réelle.

4-5 Combustion isobare.

5-6 Détente réelle.

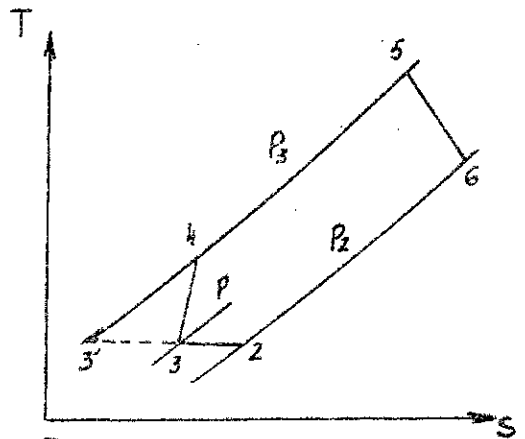


Diagramme du cycle avec réfrigération. Fig-3-

La réfrigération se fait en cours de la compression. Elle a pour but de diminuer le travail du compresseur sans affecter celui de la turbine. On augmente ainsi le travail utile. Elle est réalisée en plaçant un ou plusieurs réfrigérants à circulation d'eau entre deux étages convenablement choisis. En poussant la réfrigération on augmente la quantité de combustible. Le calcul montre que pour obtenir un rendement maximum, on ne doit pas poursuivre la réfrigération de l'air jusqu'à la pression finale P_3 . Mais jusqu'à une pression P à partir de laquelle l'air continue sa compression sans réfrigération.

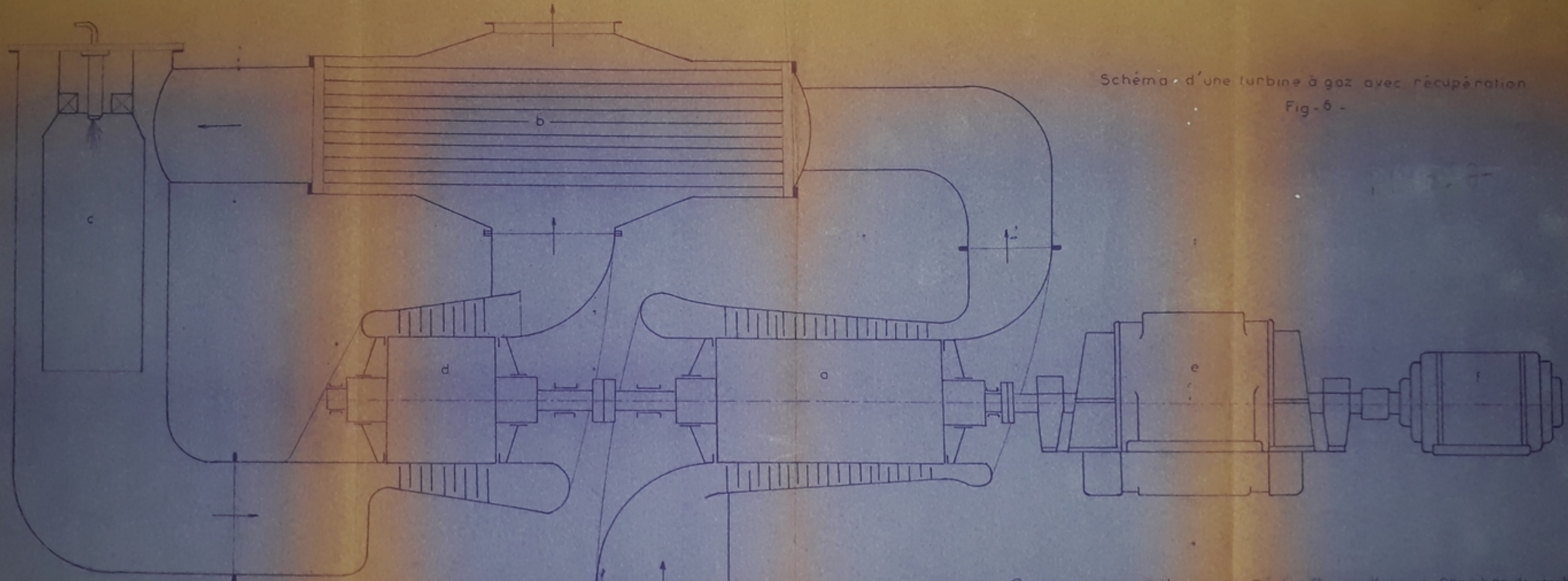


Schéma d'une turbine à gaz avec récupération
Fig-6 -

- a - Compresseur axial
- b - Réchauffeur d'air
- c - Chambre de combustion
- d - Turbine
- e - Génératrice
- f - Moteur de lancement

PM 027/84
Avant p. 6

Pour un nombre fini de réfrigérants on peut déterminer les valeurs optimales de la pression P qui est la pression de fonctionnement du dernier réfrigérant.

3-3 Cycle à réchauffage

- 2-3 Compression réelle.
- 3-4 Combustion isobare.
- 4-5 Détente partielle isotherme.
- 4-5' Détente totale isotherme.
- 5-6 Détente partielle réelle.

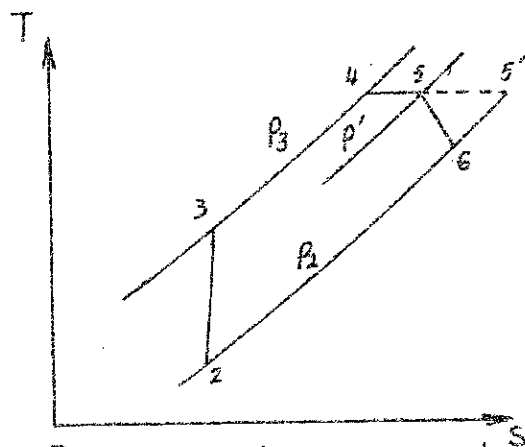


Diagramme du Cycle à réchauffage. Fig-4-

En plaçant des chambres de combustion secondaires entre plusieurs corps de la turbine, fonctionnant en série, on arrive aux mêmes résultats qu'avec la réfrigération. A la différence qu'ici on augmente le travail de la turbine sans affecter celui du compresseur. Avec ce procédé le débit d'air se trouve diminuer et atteint son minimum si le réchauffage accompagne toute la détente (2-3-4-5'). Cependant ce réchauffage absorbe une quantité supplémentaire de chaleur, donc de combustible. Alors il existe une pression p' entre P_3 et P_2 pour laquelle le rendement est maximum (2-3-4-5-6).

3-5 Cycle avec réchauffage et réfrigération

Pour une réfrigération et un réchauffage continus, le rendement croît avec le taux de compression sans passer par un maximum. Les mêmes raisonnements faits sur la réfrigération ou le réchauffage seuls sont applicables lorsque ces deux transformations sont combinées.

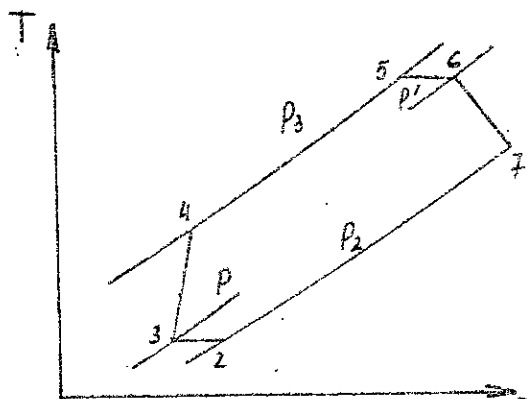


Diagramme du cycle avec réchauffage et réfrigération Fig-5-

3.5 Cycle à récupération

Dans tous les cycles étudiés les gaz d'échappement étaient

rejetés dans l'atmosphère, alors qu'ils sont l'origine d'une quantité de chaleur assez précieuse qui peut servir pour augmenter le rendement global de la machine. Il est cependant possible de récupérer cette chaleur, au moins en partie et de la réintroduire dans le cycle thermique. Pour cela il suffit de prévoir à la sortie de la turbine un échangeur, entre les gaz d'échappement et l'air refoulé par le compresseur. Le travail utile reste inchangé, par contre l'air comprimé entrant dans la chambre de combustion subit un réchauffage préalable. Ainsi l'énergie dépensée se trouve diminuer, ce qui a pour effet une augmentation du rendement thermique. Cette augmentation de rendement dépend de l'efficacité de l'échangeur. L'étude du cycle à récupération sera reprise au chapitre VIII.

3-6 Cycle avec réchauffage, réfrigération et récupération

Pour un tel cycle le meilleur diagramme reste celui de la fig-6. La présence du récupérateur conduit au déplacement du point 3 vers la gauche et celui du point 6 vers la droite. Ces déplacements varient avec l'efficacité du récupérateur. Quand cette dernière augmente le point 3 tend vers l'isobare P_3 et le point 6 vers l'isobare P_2 . Il est à remarquer qu'une installation munie de réfrigération, réchauffage et récupération, devient très compliquée dans sa construction. Une seule ligne d'arbre ne suffira plus, on fait appel alors à une installation à deux lignes d'arbres.

Ce travail a pour objet l'étude complète d'une turbine à gaz à circuit ouvert, à une seule ligne d'arbre, fonctionnant selon un cycle thermique avec récupération de la chaleur des gaz d'échappement. Ainsi comme le montre la fig-6. l'installation présente des avantages de simplicité, sécurité de fonctionnement et un rendement amélioré.

CH. II

DIFFUSEUR

I - Définition et principe

Une turbine à gaz doit être alimentée par une quantité d'air suffisante, pour assurer la combustion et le refroidissement de la chambre de combustion, d'où la nécessité d'une entrée d'air spéciale appelée diffuseur.

Le diffuseur a pour rôle la transformation de l'énergie de pression en énergie cinétique. Donc d'accélérer le fluide pris initialement au repos en lui communiquant une certaine vitesse, donc un nombre de Mach imposé par le mode de fonctionnement de la machine. Ce nombre de Mach est subsonique parce qu'il correspond à l'entrée du compresseur. Ce dernier a pour fonction une élévation de pression et non de vitesse.

La transformation d'énergie est régie par plusieurs conditions qui sont : l'efficacité, l'écoulement laminaire et pas de décollement de la couche limite. Tout cela conduit à donner au diffuseur une forme appropriée. Pour accélérer le fluide le diffuseur doit être réalisé avec un rétrécissement progressif. Ainsi le problème de décollement de la couche limite ne se pose plus, car on aura une diminution de pression ($dp < 0$), et une augmentation de vitesse ($dv > 0$).

L'étude de l'écoulement de l'air à travers le diffuseur subsonique sera faite en admettant que :

- L'air est un gaz parfait.
- L'écoulement est isentropique.
- La chaleur spécifique C_p est constante.
- Le fluide est compressible.

II - Rendement du diffuseur

Pour un diffuseur idéal la pression totale reste invariante le long de l'écoulement. En réalité l'écoulement d'un fluide est toujours accompagné de frottements, entre fluide et parois, ces frottements qui sont dus à la viscosité sont l'origine des pertes de charge. Donc la pression totale va diminuer ; ainsi on introduit le rendement du diffuseur défini par :

$$\eta_d = \frac{P_{02}}{P_{01}}$$

avec : P_{01} : pression totale à l'entrée du diffuseur
 P_{02} : pression totale à la sortie du diffuseur

Remarque : la pression P_{01} étant considérée égale à la pression atmosphérique P_{0a} .

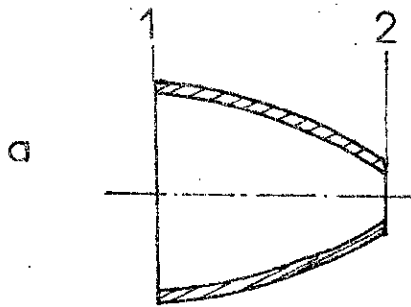


Schéma d'un diffuseur subsonique.

III - Diffuseur dans une turbine à gaz (Fig-7-)

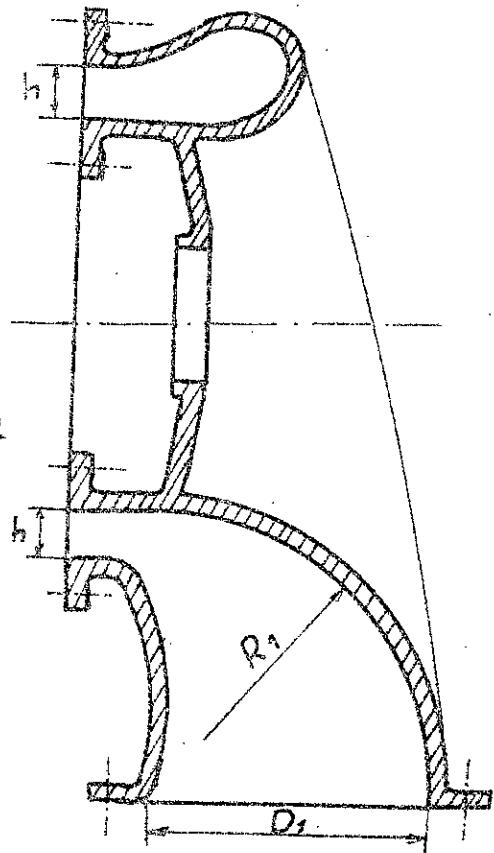
Les diffuseurs dans les turbines à gaz ont des formes particulières, exigées par des raisons de construction et de volume. Ces diffuseurs ont un profil d'un coude arrondi à 90° avec un rétrécissement progressif. Donc l'entrée du fluide est perpendiculaire à son écoulement dans la machine. De tels diffuseurs présentent des changements de direction importants, qui sont l'origine de pertes de charge additionnelles. Par la suite du changement de direction de l'écoulement, il apparaît des forces centrifuges dirigées du centre de courbure vers la paroi extérieure du diffuseur. La vitesse de l'écoulement devient beaucoup plus faible vers la paroi intérieure, et plus élevée vers la paroi extérieure. Ceci crée une zone de tourbillons qui se propage loin en avant et en travers; La section de l'écoulement principal se trouve ainsi réduite considérablement. L'apparition d'une force centrifuge ainsi que la couche limite explique la naissance d'un écoulement secondaire (transversal) dans la partie coudée. Ce qui donne aux lignes de courant une forme hélicoïdale.

La grandeur des pertes de charge dépend du degré de turbulence de l'écoulement en aval de l'entrée d'air (nombre de Reynolds), et de la forme de l'entrée (rayon de courbure, rapport des sections d'entrée et de sortie). Pour atténuer ces pertes de charge on réalise des formes arrondies avec de grands rayons de courbures.

La détermination des pertes de charge dans de tels diffuseurs n'est accessible que d'une manière expérimentale. Cependant on

assimilera le diffuseur à une entrée composée d'un convergent curviligne et d'un coude à section constante (Fig-8-). Le convergent va permettre l'obtention du rapport de section voulu, pour accélérer le fluide à la vitesse imposée par le fonctionnement du compresseur, et l'évaluation des pertes de charges par rétrécissement progressif.

Le coude va nous permettre d'évaluer les pertes de charge par frottement et changement de direction, à vitesse constante. L'objet de ce modèle choisi est d'approcher le phénomène réel.



Schema de la tubulure d'entrée
Fig-7-

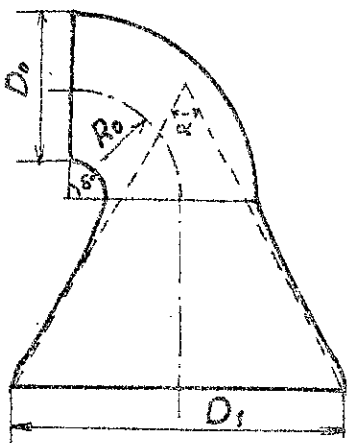


Schéma du modèle choisi
Fig-8-

IV - Construction des diffuseurs.

Le diffuseur dans une turbine à gaz est une partie du carter du compresseur. Ils forment une seule pièce. Toutefois le diffuseur peut être construit seul par moulage, puis assemblé avec le carter du compresseur, soit par soudage ou par assemblage démontable, par boulons. Dans ce cas l'étanchéité doit être assurée.

V. CALCUL DU DIFFUSEUR

5.1. Caractéristiques de l'air à l'entrée du diffuseur

— Pression statique $P_1 = P_{atm} = 1,013 \text{ bars}$

— Température statique

La turbine à gaz est conçue pour fonctionner dans les régions chaudes, donc on prendra comme valeur moyenne de la température au cours des différentes saisons $t_1 = 18^\circ\text{C}$.

Donc :

$$T_1 = 18 + 273 = 291^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 291^\circ\text{K}$$

— Masse volumique

L'air peut être considéré comme un gaz parfait donc :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{r T_1} = \frac{1,013 \cdot 10^5}{287 \cdot 291} = 1,213 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_1 = 1,213 \text{ Kg/m}^3$$

— Vitesse locale du son

D'après la relation (A-5) on aura :

$$a_1 = \sqrt{\gamma r T_1} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 291} = 341,941 \text{ m/s}$$

$$a_1 = 341,941 \text{ m/s}$$

— Vitesse de l'air

A l'entrée du diffuseur l'air étant considéré au repos, donc sa vitesse est nulle

$$V_1 = 0$$

Comme la vitesse de l'air à l'entrée du diffuseur est nulle, cela implique que les pression et température totales seront égales aux pression et température statiques.

5.2. Caractéristiques de l'air à la sortie du diffuseur

L'équation d'énergie appliquée entre l'entrée et la sortie du diffuseur nous donne :

$$(Q + w)_{12} = (H_2 - H_1) + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2)$$

Entre ces deux états l'air n'échange aucun travail ni chaleur donc :

$$W_{12} = Q_{12} = 0$$

L'équation d'énergie devient :

$$H_2 - H_1 + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) = 0$$

Avec :

$$V_1 = 0$$

$$V_2 = V_a$$

V_0 est la vitesse axiale à l'entrée du compresseur. Ce dernier a pour rôle d'augmenter la pression, donc son bon fonctionnement exige une vitesse de l'air modérée. Plus cette vitesse est grande plus sont grandes les contraintes qui agissent sur les aubes du compresseur, en plus des forces centrifuges dues à la vitesse de rotation de l'arbre du compresseur. Généralement on adopte un nombre de Mach de 0,3 à l'entrée du compresseur, ce qui correspond à une vitesse de l'ordre de :

$$V_0 = 100 \text{ m/s}$$

Il vient que :

$$H_2 - H_1 = -\frac{1}{2} V_0^2 = -\frac{1}{2} \cdot (100^2) = -5000 \text{ J/kg}$$

$$H_2 - H_1 = -5 \text{ KJ/kg}$$

On constate alors une chute d'enthalpie expliquée par le fait que le fluide a subi une détente.

— Température statique à la sortie

La variation d'enthalpie est définie par :

$$H_2 - H_1 = c_p (T_2 - T_1)$$

donc : $T_2 = T_1 + \frac{H_2 - H_1}{c_p} = 291 + \frac{-5}{1} = 286^\circ\text{K}$

$$T_2 = 286^\circ\text{K}$$

On constate alors une diminution de température due à la chute d'enthalpie. Le fluide subit un refroidissement.

— Vitesse locale du son à la sortie

D'après l'équation (A-5) on aura :

$$a_2 = \sqrt{\gamma r T_2} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 286} = 338,991 \text{ m/s}$$

$$a_2 = 338,991 \text{ m/s}$$

Nombre de Mach à la sortie

$$M_2 = \frac{V_2}{a_2} = \frac{V_0}{a_2} = \frac{100}{338,991} = 0,295$$

$$M_2 = 0,295$$

— Pression statique à la sortie

Dans le cas d'un écoulement isentropique on a :

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Donc :

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1,013 \left(\frac{291}{286}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 0,953 \text{ bar}$$

$$P_2 = 0,953 \text{ bar}$$

— Masse volumique à la sortie

D'après l'équation (A-1) il vient que :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} = \frac{0,953 \cdot 10^5}{287 \cdot 286} = 1,16 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_2 = 1,16 \text{ Kg/m}^3$$

La variation de la masse volumique est due à la compressibilité de l'air

— Température et pression totales

Dans le cas d'un écoulement isentropique ces deux paramètres sont donnés par les relations (A-7) et (A-8) ; D'où :

$$T_{02} = T_2 \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \right] = 286 \left[1 + \frac{1,4-1}{2} 0,295^2 \right] = 291 \text{ °K}$$

$$P_{02} = P_2 \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0,953 \left[1 + \frac{1,4-1}{2} 0,295^2 \right]^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 1,013 \text{ bar}$$

Un écoulement isentropique caractérise un diffuseur idéal.

La pression totale reste invariante

— Calcul des pressions totale et statique dans un diffuseur réel.

Dans un diffuseur réel on a une chute de pression totale due aux pertes de charge par frottements, rétrécissement de section et changement de direction. Ces pertes sont évaluées par rapport au nombre de Reynolds et le rapport des sections de sortie et d'entrée.

— Détermination du nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est donné par la relation :

$$Re = \frac{VL}{\nu}$$

Où : V : vitesse de l'écoulement

L : longueur caractéristique ; qui sera dans notre cas égale à la longueur des aubes du compresseur, généralement de l'ordre de 20 cm.

ν : viscosité cinématique de l'air.

Donc : $V = V_0 = 100 \text{ m/s}$

$$L = 0,2 \text{ m}$$

$$\nu = 1,396 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \text{ pour } T_2 = 286 \text{ °K} \quad [10]$$

D'où

$$Re = \frac{100 \cdot 0,2}{1,396 \cdot 10^{-5}} = 1,433 \cdot 10^6$$

$$Re = 1,433 \cdot 10^6$$

- Rapport des sections

D'après des raisons constructives et pour une alimentation efficace de la turbine en air on adopte généralement :

$$D_1/h = 7 \quad \text{et} \quad h/r_m \leq 0,4 \quad [9].$$

où : D_1 : est le diamètre de la section d'entrée du diffuseur

h : est la hauteur d'aube du compresseur.

r_m : est le rayon moyen du compresseur.

Le rapport D_1/h a été choisi d'après des constructions réelles [8, 4].

Pour réduire les contraintes agissant sur les aubes du compresseur dues aux forces centrifuges on choisit alors :

$$h/r_m = 0,25.$$

La section d'entrée est une section circulaire donc :

$$S_1 = \frac{\pi}{4} D_1^2$$

La section de sortie est une section annulaire (couronne).

donc :

$$S_2 = 2\pi r_m h = \frac{2\pi D_1}{1,75} \cdot \frac{D_1}{7} = \frac{2}{12,25} \pi D_1^2$$

$$\text{D'où :} \quad \frac{S_2}{S_1} = \frac{2/12,25}{1/4} \frac{\pi D_1^2}{\pi D_1^2} = \frac{8}{12,25} = 0,653$$

$\frac{S_2}{S_1} = 0,653$

- Détermination du coefficient de perte de charge.

Le coefficient de perte de charge sera la somme des coefficients de perte de charge dans le convergent et le coude (fig. 8).

Soit :

$$\xi = \xi_1 + \xi_2$$

- Détermination de ξ_1

Le convergent étant choisi court donc très ouvert, par conséquent l'angle au sommet du cône est assez grand.

Donc d'après les courbes de la fig. 9 - on a :

$$\xi_1 = 0,01$$

- Détermination de ξ_2 .

Le coefficient ξ_2 est donné par la relation [3] :

$$\xi_2 = \xi_m + \xi_f$$

Où : ξ_m : est le coefficient des pertes de charge singulières dues aux changements de directions.

ξ_f : est le coefficient des pertes de charge par frottement dans un coude.

Le coefficient ξ_M est donné par la relation [3] :

$$\xi_M = A_1 B_1$$

D'après les courbes de la fig-10 on tire :

$$A_1 = 1, \quad B_1 = \frac{0,21}{(R_0/D_0)^{2,5}} \quad \text{pour } \delta^\circ = 90^\circ$$

Le coude dans notre cas a une section importante donc le rapport R_0/D_0 est inférieur à 1. On choisit alors : $R_0/D_0 = 0,7$. Cette valeur est couramment utilisée [3].

Donc :

$$B_1 = \frac{0,21}{(0,7)^{2,5}} = 0,512$$

$$\boxed{B_1 = 0,512}$$

D'où : $\xi_M = A_1 B_1 = 1 \cdot 0,512 = 0,512$

$$\boxed{\xi_M = 0,512}$$

Le coefficient ξ_f est donné par la relation empirique [3] :

$$\xi_f = 0,0175 \lambda \frac{R_0}{D_0} \delta^\circ$$

Où : λ est le coefficient de perte de charge par frottement pour les parois. Ce coefficient dépend du nombre de Reynolds.

Or : $Re = 1,433 \cdot 10^6$

D'après la fig-11 on tire : $\lambda = 0,011$

Il vient que :

$$\xi_f = 0,0175 \cdot 0,011 \cdot 0,7 \cdot 90 = 0,012$$

$$\boxed{\xi_f = 0,012}$$

Et :

$$\xi_2 = \xi_M + \xi_f = 0,512 + 0,012 = 0,524$$

$$\boxed{\xi_2 = 0,524}$$

Enfin :

$$\xi = \xi_1 + \xi_2 = 0,01 + 0,524 = 0,534$$

$$\boxed{\xi = 0,534}$$

— Calcul de la chute de pression totale

$$\Delta P_0 = \xi \rho_2 \frac{V_0^2}{2} = 0,534 \cdot 1,16 \frac{100^2}{2} = 3097,2 \text{ N/m}^2$$

$$\boxed{\Delta P_0 = 3097,2 \text{ N/m}^2}$$

— Pression totale

$$P_{02} = P_{01} - \Delta P_0 = 1,013 \cdot 10^5 - 3097,2 = 0,982 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$\boxed{P_{02} = 0,982 \text{ bar}}$$

— Rendement du diffuseur

$$\eta_d = \frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{0,982}{1,013} = 0,9694$$

$$\boxed{\eta_d = 96,94\%}$$

— Pression statique

En appliquant la relation (A-8) on aura :

$$P_2 = P_{02} \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \right]^{-\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0,982 \left[1 + \frac{1,4-1}{2} (0,295)^2 \right]^{-\frac{1,4}{1,4-1}} = 0,294 \text{ bar}$$

Cette valeur correspond à la pression statique qui tient compte des pertes de charge. La masse volumique de l'air doit être corrigée. Donc :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} = \frac{0,294 \cdot 10^5}{287 \cdot 286} = 1,126 \text{ Kg/m}^3$$

Cette correction de ρ_2 conduit à refaire le calcul des paramètres caractérisant la sortie du diffuseur. Après un calcul itératif on aboutit aux résultats suivants

$$\begin{aligned} \rho_2 &= 1,127 \text{ Kg/m}^3 & \eta_d &= 97\% \\ \Delta P_0 &= 3009,85 \text{ N/m}^2 & P_2 &= 0,925 \text{ bar} \\ P_{02} &= 0,983 \text{ bar} \end{aligned}$$

5-3 - Dimensionnement du diffuseur

En appliquant la relation (A-9) à la sortie du diffuseur on aura

$$\dot{m}_a = \rho_2 S_2 V_a$$

\dot{m}_a : ét ont le débit-masse d'air

Avec :

$$S_2 = \frac{2}{12,25} \pi D_1^2$$

— Diamètre de la section d'entrée

$$D_1 = \frac{12,25 \dot{m}_a}{2\pi \rho_2 V_a} = \frac{12,25 \cdot 80}{2\pi \cdot 1,127 \cdot 100} = 1,176 \text{ m}$$

$$D_1 = 1,176 \text{ m}$$

— Section d'entrée

$$S_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{\pi (1,176)^2}{4} = 1,086 \text{ m}^2$$

$$S_1 = 1,086 \text{ m}^2$$

— Section de sortie

$$S_2 = \frac{2}{12,25} \pi D_1^2 = \frac{2}{12,25} \pi (1,176)^2 = 0,709 \text{ m}^2$$

$$S_2 = 0,709 \text{ m}^2$$

Tableau récapitulatif

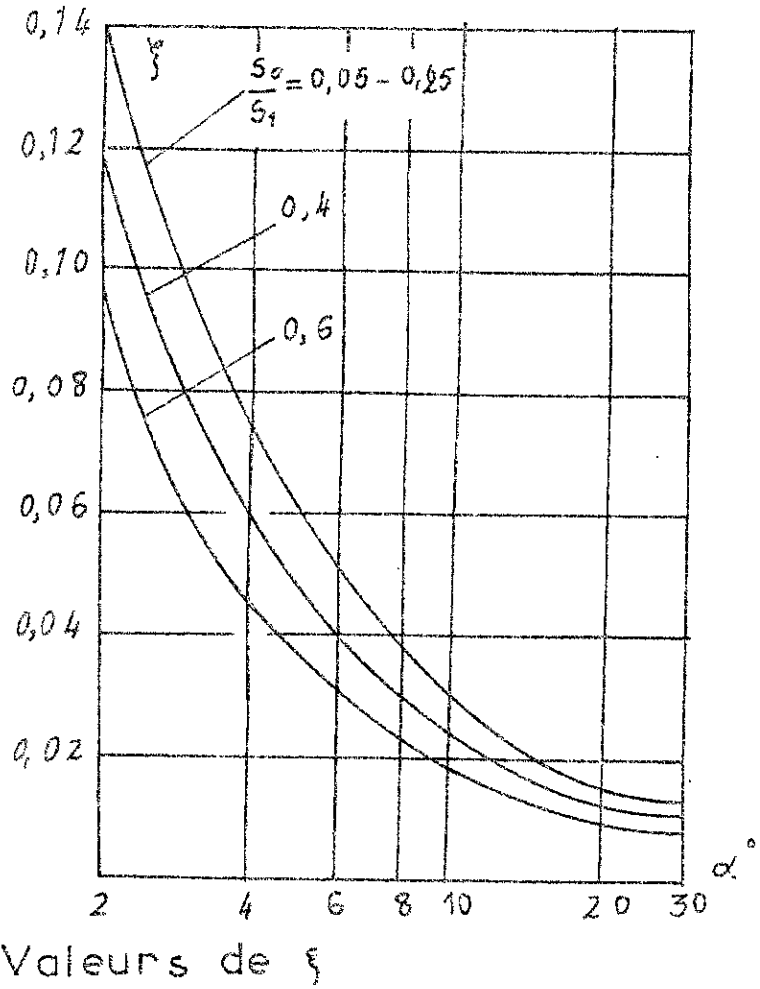
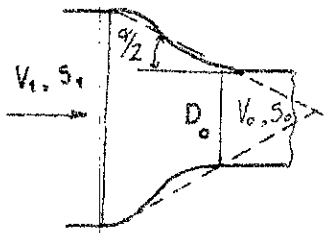
Paramètres du diffuseur	Entrée	Sortie
Pression totale.....(bar)	$P_{01} = 1,013$	$P_{02} = 0,983$
Pression statique....(bar)	$P_1 = 1,013$	$P_2 = 0,925$
Température totale....(K°)	$T_{01} = 291$	$T_{02} = 291$
Température statique...(K°)	$T_1 = 291$	$T_2 = 286$
Masse volumique.....(Kg/m ³)	$\rho_1 = 1,213$	$\rho_2 = 1,127$
Vitesse du son.....(m/s)	$a_1 = 341,941$	$a_2 = 338,991$
Vitesse de l'air.....(m/s)	$V_1 = 0$	$V_2 = 100$
Nombre de Mach.....(-)	$M_1 = 0$	$M_2 = 0,295$
Section de passage...(m ²)	$S_1 = 1,086$	$S_2 = 0,709$
Diamètre.....(m)	$D_1 = 1,176$	_____

Conclusion

«Le dimensionnement et la construction d'une centrale à turbine à gaz exigent une harmonisation soignée des différents éléments. Dans les parties moins importantes telles que les tubulures d'entrée et de sortie l'écoulement est tridimensionnel, et par conséquent difficile à aborder encore aujourd'hui par voie de calcul. Les conditions initiales et les conditions aux limites sont essentiellement déterminées par les éléments principaux c'est à dire le compresseur, la turbine et la chambre de combustion.

Le dimensionnement aérodynamique des tubulures d'entrée et de sortie doit donc tenir compte dès l'abord, des éventuelles incertitudes du calcul de l'écoulement dans les éléments principaux. Dans l'ensemble les pertes dans les tubulures d'entrée et de sortie de la turbine et du compresseur dans les grandes centrales à turbine à gaz sont supérieures à 10% de la puissance utile» [13]

Pertes de charge pour un convergent curviligne [3]

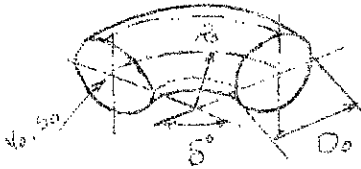


$\frac{S_0}{S_1}$	α°								
	2	3	6	8	10	12	14	16	20
0,05	0,14	0,10	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,01
0,075	0,14	0,10	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,10	0,14	0,10	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,15	0,14	0,10	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,20	0,14	0,10	0,05	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,25	0,14	0,10	0,05	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,30	0,13	0,09	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,40	0,12	0,08	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01
0,50	0,11	0,07	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01
0,60	0,09	0,06	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01

Fig.9.

Pertes de charge pour un coude. [3]

- Paroi lisse $\Delta = 0$ et $Re = \frac{\rho v D_H}{\mu} \gg 2300$
 $D_H = D_o$



$$\xi = \frac{\Delta P}{\rho \frac{v^2}{2}} = \xi_M + \xi_f$$

$$\xi_M = A_1 B_1$$

$$\xi_f = 0,0775 \lambda \frac{R_o}{D_H} \sin^2 \theta$$

θ°	$\leq 70^\circ$	90°	$\geq 100^\circ$
A_1	$0,9 \sin \theta$	1,0	$0,7 + 0,359 \theta^\circ$

R_o/D_H	0,5 - 1,0	$> 1,0$
B_1	$\frac{0,27}{\left(\frac{R_o}{D_H}\right)^{2,5}}$	$\frac{0,27}{\sqrt{R_o/D_H}}$

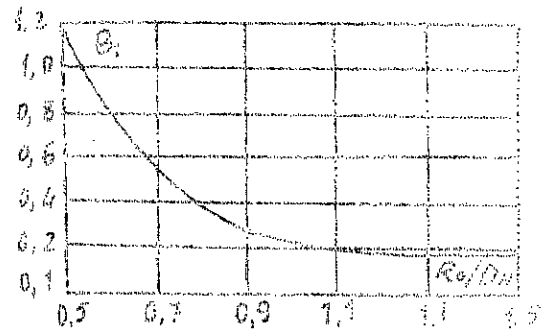
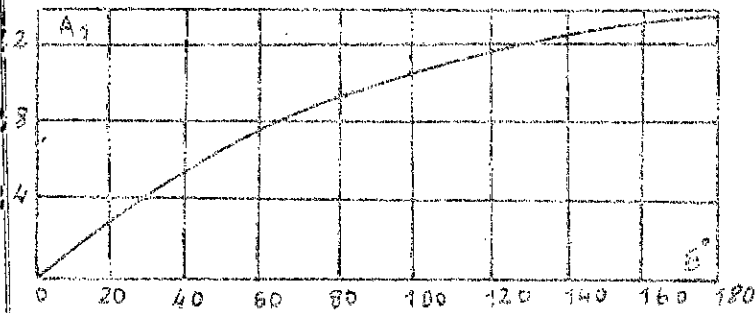
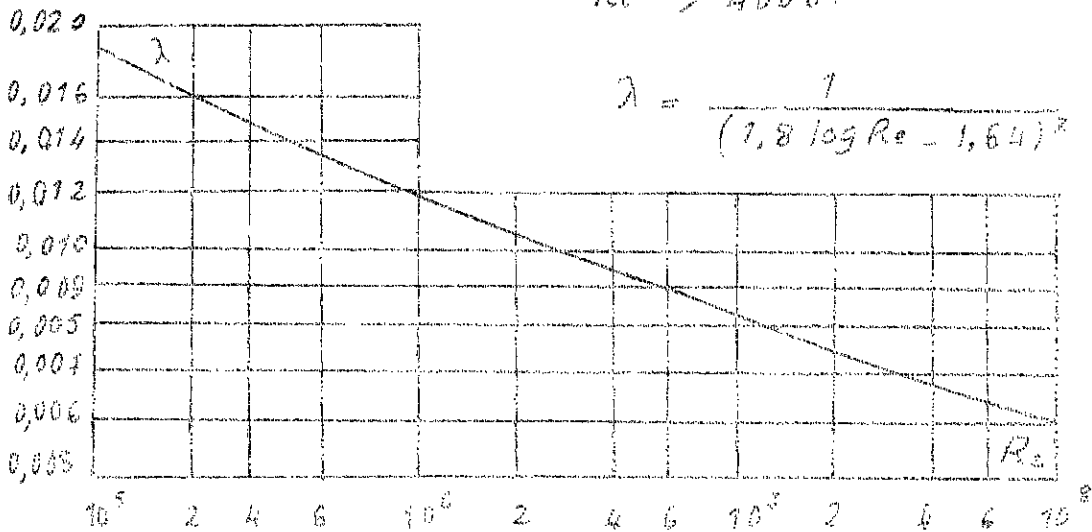


Fig-10-

Coefficient de perte de charge par frottement. [3]

Pour paroi lisse et $Re > 4000$.



$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \log Re - 1,64)^2}$$

Fig-11-

CH. III

COMPRESSEUR

I - INTRODUCTION

Le compresseur est une turbomachine destinée à réaliser une élévation de pression d'un fluide compressible. Le compresseur est indispensable dans une installation de turbine à gaz car c'est une source d'air comprimé. Ce dernier servira par la suite à développer une puissance utile, qui sera le but de l'installation.

Dans le domaine des turbines à gaz on utilise deux types de compresseurs : centrifuges et axiaux. Ces compresseurs sont formés par la mise en service sur le même arbre d'un certain nombre d'éléments ou étages. La classification des turbocompresseurs en appareils centrifuges et axiaux est fondée sur la direction générale de l'écoulement du gaz dans un étage du compresseur. Dans tous les cas le principe de fonctionnement d'un étage reste essentiellement le même.

Le compresseur centrifuge est caractérisé par un écoulement radial, donc perpendiculaire à l'axe de la machine, et un taux de compression par étage de l'ordre de quatre. L'inconvénient d'un tel type de compresseur est qu'il ne s'adapte pas aux taux de compression élevés, à cause des forces centrifuges qui deviennent très importantes. Par la suite de ces forces centrifuges la contrainte sur le bout d'aube est alors énorme, et nécessite pour cela une construction complexe et des matériaux chers.

Dans un compresseur axial l'écoulement peut être considéré parallèle à l'axe de la machine. Le passage d'un étage au suivant a lieu directement et non par l'intermédiaire d'un canal de retour. Ce ci est l'une des raisons du rendement élevé de ce type de compresseur. Ce dernier est caractérisé par des taux de compression très élevés.

Les avantages des compresseurs axiaux ont permis leur utilisation sur une grande échelle, soit dans les installations de turbines à gaz ou dans les turboréacteurs d'avion.

Malgré cela les compresseurs axiaux présentent certains inconvénients comme leurs prix élevés et une construction compliquée. Mais le développement de la mécanique des fluides et de la technologie de construction tendent à diminuer ces difficultés.

II - Compresseurs axiaux

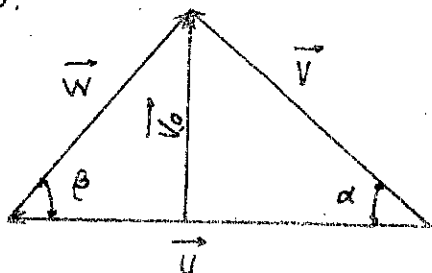
Les compresseurs axiaux sont constitués par une succession d'étages, comportant chacun un aubage mobile et un aubage fixe. L'expansion du fluide est réalisée par des aubes présentant un profil aérodynamique, analogue à celui d'une aile d'avion. Ces aubes sont toujours en acier pour les compresseurs industriels, et en alliage léger pour les appareils d'aviation pour des raisons de poids évidentes. L'ensemble d'aubes identiques fixes ou mobiles est appelé grille d'aubes. Le passage d'une aube à une autre se fait par une translation. La longueur t d'une translation perpendiculaire aux génératrices des profils est le pas de grille, et sa direction définit le front de grille.

2.1 - Triangle des vitesses

Chaque particule du fluide entrant dans le compresseur avec une certaine vitesse axiale, est soumise à une vitesse d'entraînement \vec{U} . Ceci met en évidence un mouvement absolu (\vec{V}) et un mouvement relatif (\vec{W}) reliés par l'équation vectorielle :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$$

La composition de ces vitesses définit le triangle des vitesses où les directions des vitesses absolue et relative sont définies par les angles α et β .



2-2 Degré de réaction

En considérant des triangles de vitesses identiques dans chaque étage du compresseur, ceci entraîne la réduction de la hauteur d'aube d'un étage à un autre en même temps que le volume de passage du fluide. On peut alors adopter une disposition telle que celle de la fig-12.

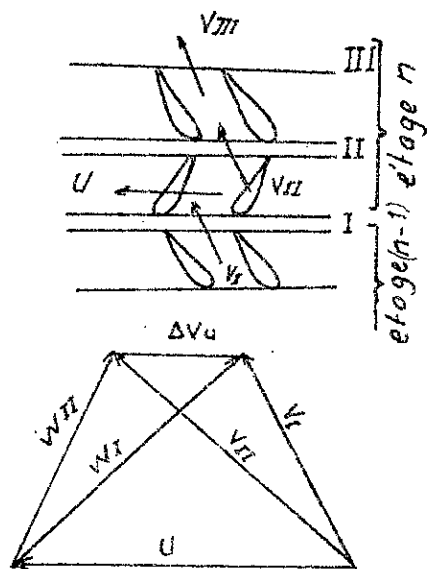


Fig.12.

Dans laquelle chaque aubage mobile est précédé d'un aubage fixe, qui donne au fluide une vitesse V_I , dirigée dans le sens de rotation. Une telle disposition permet suivant la direction de V_I , de modifier à volonté la part de compression effectuée par l'aubage fixe, c'est à dire le degré de réaction ϵ .

Le degré de réaction est défini alors comme le rapport de l'augmentation de pression statique dans le rotor à celle dans l'étage.

$$\epsilon = \frac{\Delta P_r}{\Delta P_e} = \frac{W_I^2 - W_{II}^2}{2 U \Delta V_u}$$

Lorsque les aubages fixes et mobiles sont symétriques on a alors $\epsilon = 1/2$. Ce degré de réaction est très utilisé dans les compresseurs axiaux, outre la symétrie du tracé des aubages fixes et mobiles, il donne le meilleur rendement.

2-3 Etude de l'expansion de l'air dans le compresseur

Le fluide reçoit une énergie cinétique au passage de l'aubage mobile (rotor). Cette énergie est transformée en une augmentation de pression au passage de l'aubage fixe (stator). Ce processus se répète identiquement dans chaque étage du compresseur. Ce dernier comporte à l'entrée une grille

d'aubes d'entrée qui donne au fluide entrant axialement une orientation correspondant à celle de la grille d'aubes mobiles du premier étage. De même le compresseur comporte une grille d'aubes ou redresseur à la sortie, ramenant la vitesse à une direction sensiblement axiale. L'expansion du fluide dans chaque étage entraîne une variation du triangle des vitesses ainsi qu'une évolution des pressions, schématisées par la fig-13-.

III. Etude de thermodynamique

D'après l'équation d'Euler le travail d'une turbomachine est donné par :

$$W = \omega (r_{II} V_{IIu} - r_I V_{Iu}) \quad (3-1)$$

où : r_I, r_{II} sont respectivement les rayons d'entrée et de sortie du fluide.

V_{Iu}, V_{IIu} sont les composantes tangentielles des vitesses absolues à l'entrée et à la sortie du fluide

pour un compresseur axial : $r_I = r_{II} = r_{moyen}$
 or $U = \omega r$

Il vient que le travail par étage est : $W_e = U (V_{IIu} - V_{Iu})$

En utilisant les enthalpies totales on aura :

$$W_e = H_{0II} - H_{0I} = U (V_{IIu} - V_{Iu}) \quad (3-2)$$

3-1 - Travail du compresseur

Le bilan énergétique entre l'entrée et la sortie du compresseur est donné par l'équation :

$$H_2 + \frac{1}{2} V_2^2 + W_c = H_3 + \frac{1}{2} V_3^2$$

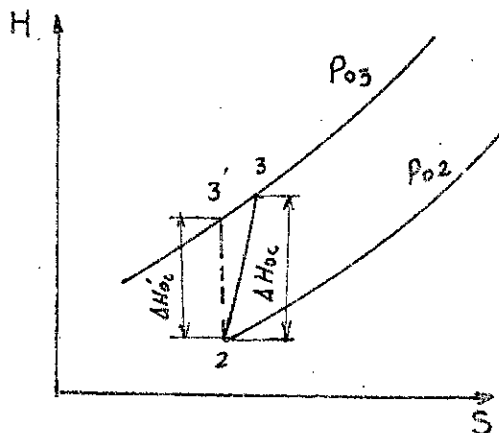
ou :

$$H_{02} + W_c = H_{03}$$

donc :

$$W_c = H_{03} - H_{02} \quad (3-3)$$

la chaleur spécifique C_p étant



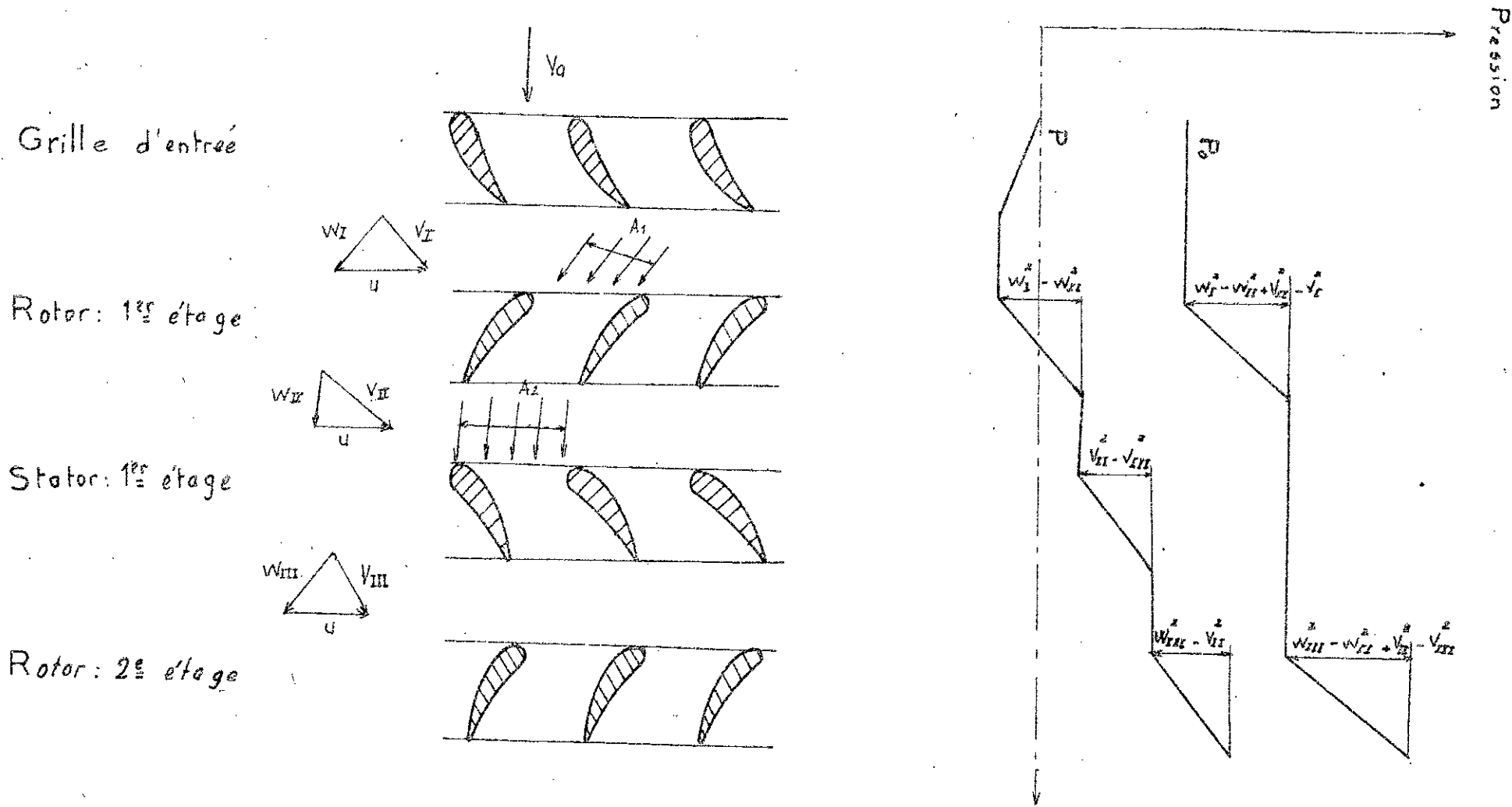


Fig-13. Variation du triangle des vitesses et de la pression dans un étage.

considérée constante alors:

$$W_c = H_{03} - H_{02} = C_p(T_{03} - T_{02}) \quad (3-4)$$

En introduisant le rendement adiabatique du compresseur, défini par:

$$\eta_c = \frac{\Delta H_{0c}}{\Delta H_{0c}} = \frac{T_{03}' - T_{02}}{T_{03} - T_{02}} \quad (3-5)$$

on aura:

$$W_c = C_p \frac{T_{02}}{\eta_c} \left(\frac{T_{03}'}{T_{02}} - 1 \right)$$

En utilisant la propriété de l'isentropique:

$$\frac{T_{03}'}{T_{02}} = \left(\frac{P_{03}}{P_{02}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = r \quad (3-6)$$

On aboutit à l'expression suivante:

$$W_c = C_p T_{02} \frac{r-1}{\eta_c} \quad (3-7)$$

3-2 - Rendement polytropique

Le rendement polytropique est le même pour chaque étage, il est intéressant de l'utiliser au lieu du rendement adiabatique η_c . Le rendement polytropique est défini par la relation:

$$\eta_p = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{\ln P_{03}/P_{02}}{\ln T_{03}/T_{02}} \quad (3-8)$$

De cette expression on tire:

$$\frac{T_{03}}{T_{02}} = \left(\frac{P_{03}}{P_{02}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_p} = r^{1/\eta_p} \quad (3-9)$$

Des expressions (4-5) et (4-9) on a:

$$\eta_c = \frac{r-1}{r^{1/\eta_p} - 1} \quad (3-10)$$

En remplaçant η_c par son expression dans l'équation (4-7) on aura:

$$W_c = C_p T_{02} [r^{1/\eta_p} - 1] \quad (3-11)$$

3-3 - Coefficient polytropique

Dans un compresseur réel la compression de l'air est accompagnée de frottements, remous et fuites qui transforment

une perte du travail en chaleur. L'évolution du gaz est régie par une loi plus complexe que celle de la transformation adiabotique. On convient d'assimiler sa courbe caractéristique en une courbe simple ayant une équation analogue à celle de l'adiabotique. Cette équation est donnée par :

$$P/\rho^k = \text{cte}$$

Le coefficient polytropique K est donné par la relation [8] :

$$\frac{K-1}{K} = \frac{\gamma-1}{\gamma \eta_p} \quad (3-12)$$

3-4. Taux de compression par étage

$$\tau_e = \frac{P_{0III}}{P_{0I}} = \left(\frac{T_{0III}}{T_{0I}} \right)^{\frac{\gamma \eta_p}{\gamma-1}} = \left(\frac{T_{0III}}{T_{0I}} \right)^{\frac{K}{K-1}} \quad (3-13)$$

Avec : $T_{0III} = T_{0I} + \Delta T_{0e}$ (4-14)

où : ΔT_{0e} est l'augmentation de température par étage

D'après les expressions (4-13) et (4-14) on aura :

$$\tau_e = \left[1 + \frac{\Delta T_{0e}}{T_{0I}} \right]^{\frac{K}{K-1}} \quad (3-15)$$

3-5. Coefficient de pression

Plus le nombre d'étages est réduit plus l'augmentation de pression par étage est grande. Ceci aura pour conséquence des décollements de la couche limite. On définit ainsi le coefficient de pression K_p donné par :

$$K_p = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho W_i^2} \quad (3-16)$$

Ce coefficient ne doit pas donc dépasser certaines limites. Il est en général compris entre 0,4 et 0,8 [6].

W_i : étant la vitesse relative de l'écoulement incident dans le point de commencement du développement de la couche limite.

ΔP : est l'augmentation de la pression statique depuis le point i jusqu'au point où le K_p est évalué.

Le coefficient de pression pour le rotor est donné par :

$$K_{pr} = \frac{P_{II} - P_I}{\frac{1}{2} \rho W_I^2} \quad (3-17)$$

Or d'après l'équation de Bernoulli en mouvement relatif on a :

$$P_{II} - P_I = W_{II}^2 - W_I^2 \quad (3-18)$$

Il vient que :

$$K_{pr} = 1 - \left(\frac{W_{II}}{W_I} \right)^2 \quad (3-19)$$

Pour le stator on aura :

$$K_{ps} = 1 - \left(\frac{W_{III}}{W_{II}} \right)^2 \quad (3-20)$$

D'après les triangles des vitesses on a :

$$W_i \cos \beta_i = W_{ii} \cos \beta_{ii} \quad (3-21)$$

En combinant l'une des expressions (4-19) ou (4-20) avec (4-21) on aura :

$$K_p = 1 - \left(\frac{\cos \beta_i}{\cos \beta_{ii}} \right)^2 \quad (3-22)$$

IV - Etude aérodynamique

Les interactions entre fluide et les aubes créent des forces qui sont l'origine de contraintes agissant sur ces aubes. L'étude aérodynamique consiste donc à l'étude de ces forces.

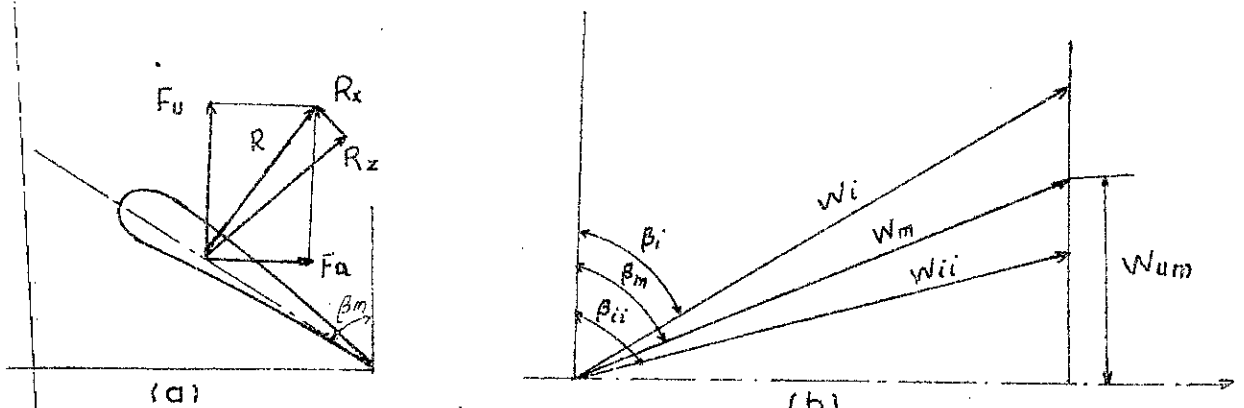


Fig.14 -

- F_a : force axiale
- F_u : force tangentielle
- R_x : traînée
- R_z : portance
- R : résultante

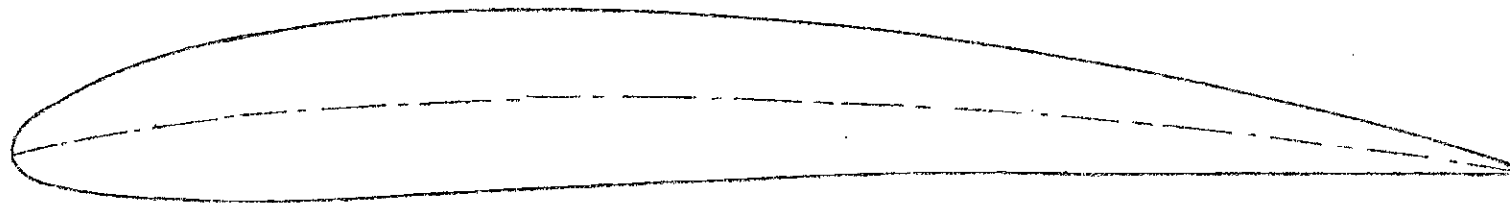
- W_m : vitesse relative moyenne
- β_m : angle correspondant
- W_{um} : composante tangentielle de la vitesse relative moyenne

Epaisseur maximale : $e = 6 \text{ mm}$

Flèche : $f = 2 \text{ mm}$

Corde : $c = 50 \text{ mm}$

Extrados		Intrados	
Abscisse	Ordonnée	Abscisse	Ordonnée
0	0	0	0
1,25	2,44	1,25	-1,13
2,5	3,30	2,5	-1,95
5,0	4,73	5,0	-2,48
7,5	5,70	7,5	-2,74
10	6,50	10	-2,86
15	7,80	15	-2,88
20	8,80	20	-2,78
25	9,41	25	-2,50
30	9,76	30	-2,26
40	9,80	40	-1,80
50	9,19	50	-1,40
60	8,11	60	0,00
70	6,60	70	-0,65
80	4,80	80	-0,79
90	2,71	90	-0,22
95	1,47	95	-0,16
100	(0,13)	100	(-0,13)
100	100	0



Fig_15 - Profil d'aube NACA 4412
(Ech: 4)

D'après la fig-14a - on a :

$$F_u = R_z \sin \beta_m + R_x \cos \beta_m \quad (3-23)$$

$$F_o = R_z \cos \beta_m - R_x \sin \beta_m \quad (3-24)$$

Or :

$$R_x = 1/2 C_x \rho S_1 W_m^2 \quad (3-25)$$

$$R_z = 1/2 C_z \rho S_1 W_m^2 \quad (3-26)$$

Avec :

$$S_1 = c.h \quad (3-27)$$

c : étant la corde de l'aube

h : étant la hauteur de l'aube.

C_x et C_z sont respectivement les coefficients de traînée et de portance.

Donc :

$$F_u = \frac{1}{2} \rho c h W_m^2 [C_z \sin \beta_m + C_x \cos \beta_m] \quad (3-28)$$

$$F_o = \frac{1}{2} \rho c h W_m^2 [C_z \cos \beta_m - C_x \sin \beta_m] \quad (3-30)$$

Pour un nombre d'aubes n_a on aura :

$$n_a = \frac{2\pi r_m}{t} \quad (3-31)$$

où : t est le pas d'aube

Et avec l'équation de continuité donnée par (A-9) on a :

$$\dot{m}_a = \rho 2\pi r_m h v_a$$

où : \dot{m}_a est le débit-masse d'air.

Il vient pour une grille d'aubes

$$(3-32) \quad F_{ug} = n_a F_u = 1/2 \frac{\dot{m}_a}{v_a} \frac{c}{t} W_m^2 [C_z \sin \beta_m + C_x \cos \beta_m]$$

$$(3-33) \quad F_{og} = n_a F_o = 1/2 \frac{\dot{m}_a}{v_o} \frac{c}{t} W_m^2 [C_z \cos \beta_m - C_x \sin \beta_m]$$

En réalité on a des pertes par frottements avec les parois et par écoulement secondaire d'où :

$$C_x = C_x)_{grille} + C_x)_{parois} + C_x)_{écoulement\text{-}secondaire}$$

avec :

$$C_x)_{parois} = 2 C_f \frac{t}{h}$$

où : C_f est le coefficient de frottement pris généralement de 0,01.

Donc: $C_x|_{\text{parois}} = 0,02 t/h$

Or d'après Lowell on a: $(C_x)_{\text{écoul-second}} = 0,018 C_z^2$
Le coefficient de traînée global sera:

$$C_x' = (C_x)_{\text{grille}} + 0,02 t/h + 0,018 C_z^2 \quad (3-34)$$

Les équations (3-32) et (3-33) deviennent en remplaçant C_x par C_x' :

$$F_{ug} = 1/2 \frac{\dot{m}_a}{V_0} \frac{c}{t} W_m^2 [C_z \sin \beta_m + C_x' \cos \beta_m] \quad (3-35)$$

$$F_{ag} = 1/2 \frac{\dot{m}_a}{V_0} \frac{c}{t} W_m^2 [C_z \cos \beta_m - C_x' \sin \beta_m] \quad (3-36)$$

V - Variations radiales

Pour éviter l'écoulement dans la direction radiale, la force centrifuge agissant sur chaque particule de l'air, doit être équilibrée par une force de pression. Cela conduit à une variation de pression dans le sens croissant le long de l'aube.

Soit un élément du fluide de masse δm , avec une vitesse tangentielle V_u fig. Cet élément a une accélération centripète $-\frac{V_u^2}{r}$, donc la force de pression doit être:

$$F_r = - \delta m \frac{V_u^2}{r}$$

Or: $F_r = - \frac{\partial p}{\partial r} r dr d\theta dz$

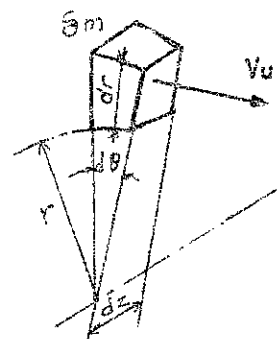


Fig-16-

Et $\delta m = \rho r dr d\theta dz$

Ceci conduit à la relation: $\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{V_u^2}{r} \quad (1)$

L'obtention d'un écoulement uniforme à la sortie de chaque étage conduit à maintenir un travail uniforme dans le sens radial du rotor.

D'après l'équation d'Euler:

$$W_e = \Delta H_{oe} = U \Delta V_u$$

D'où :
$$\frac{\partial}{\partial r} (\Delta H_{oe}) = \frac{\partial}{\partial r} (U \Delta V_u) = \omega \frac{\partial}{\partial r} (r \Delta V_u)$$

Or : $\Delta H_{oe} = Cte$

Ceci implique que : $r \Delta V_u = Cte$ (2)

Les conditions (1) et (2) sont réalisées par une configuration dite la conception du "Tourbillon libre".

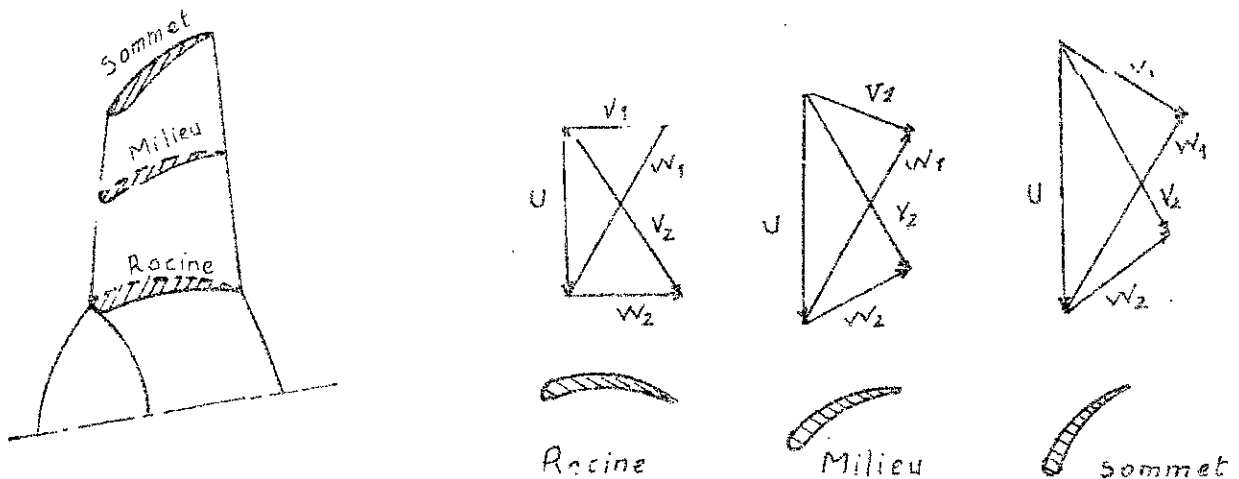


Fig.17 - Variations radiales du triangle des vitesses

VI - Pompage et stabilité du compresseur

Pour tous les compresseurs on constate que si à vitesse constante on réduit suffisamment le débit, on atteint une zone de fonctionnement instable, dite zone de pompage. Le fonctionnement dans cette zone donne lieu à de fortes oscillations de pression et de débit périodiques, dont l'amplitude peut être très importante et peut aller jusqu'à la détérioration de l'appareil. Ce phénomène n'a lieu que lorsque la stabilité du fonctionnement du compresseur et de son circuit récepteur n'est pas réalisée.

L'étude de la stabilité peut être faite en supposant un circuit dans lequel l'inertie du fluide est négligée, et où le récepteur est représenté par une capacité de volume V , avec une pression supposée constante. fig.18. La résistance du circuit est considérée concentrée sous forme d'une tuyère alimentée par la capacité. Comme le fluide est compressible, la masse du fluide dans le circuit n'est pas constante.



Fig. 18-

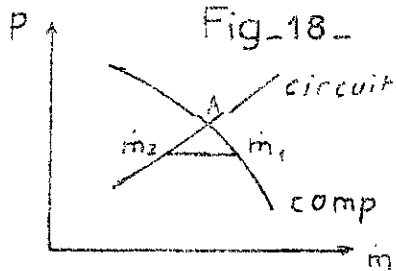


Fig. 19-

Soient alors m_1 et m_2 les débits à l'entrée et à la sortie de la capacité, ρ étant la masse volumique du fluide contenu dans la capacité. On a :

$$\frac{m_1 - m_2}{g} = v \frac{d\rho}{dt}$$

La masse volumique croît avec la pression; donc pour une diminution intensive de pression

dans la capacité, le débit m_1 étant supérieur à m_2 fig. 19. il en résulte que $\frac{d\rho}{dt} > 0$ donc un accroissement de pression qui tend à rétablir l'équilibre. Par contre avec une disposition de la fig. 20. une diminution de pression conduit à $(m_1 - m_2) < 0$ ce qui donne $\frac{d\rho}{dt} < 0$. Donc une variation de pression dans le même sens que celle initiale.

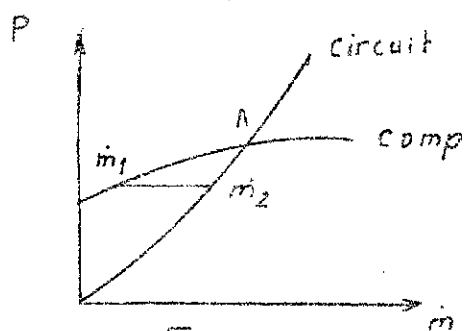


Fig. 20-

Il en résulte une instabilité de l'équilibre au point A. L'équilibre dans un circuit récepteur composé uniquement de capacité n'est stable que si la pente de la courbe du compresseur est descendante vers les débits croissants.

Lorsque la limite de stabilité est dépassée, dès qu'un écart se produit, on observe une croissance des écarts de pression et de débit qui se stabilisent en un mouvement périodique dont l'amplitude est parfois très grande, constituant le phénomène de pompage. Pour éviter le pompage

le compresseur ne doit pas fonctionner avec un débit inférieur au débit critique m_0 .

On utilise en pratique des dispositifs pour éviter un tel phénomène telle que la soupape anti pompage.

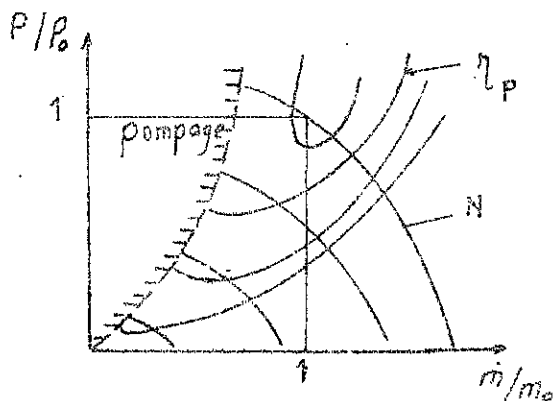


Fig. 21. Etendue de la zone de pompage.

CHIV CALCUL DU COMPRESSEUR

Les paramètres nécessaires pour le calcul du compresseur sont :

Taux de compression	$\zeta = 5$
Débit-masse d'air (Kg/s)	$\dot{m}_a = 80$
Nombre de Mach à l'entrée	$M_2 = 0,295$
Fréquence de rotation (tr/mn)	$N = 3000$
Température totale (°K)	$T_{02} = 291$
Température statique (°K)	$T_2 = 286$
Pression totale (bar)	$P_{02} = 0,983$
Pression statique (bar)	$P_2 = 0,925$
Vitesse axiale (m/s)	$V_a = 100$
Degré de réaction	$\epsilon = 0,5$
Masse volumique (Kg/m ³)	$\rho_2 = 1,127$

— Hauteurs aubes de la grille d'entrée

On a : $h/D_1 = 7$

D'où : $h = \frac{1,176}{7} = 0,168 \text{ m}$

$h = 168 \text{ mm}$

— Rayon moyen du compresseur

On a : $h/r_m = 0,25$

D'où : $r_m = \frac{0,168}{0,25} = 0,672 \text{ m}$

$r_m = 0,672 \text{ m}$

— Vitesse périphérique

La vitesse périphérique est donnée par :

$U = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot N}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,672 \cdot 3000}{60} = 211,115 \text{ m/s}$

$U = 211,115 \text{ m/s}$

I Calcul thermodynamique

1.1. Augmentation d'enthalpie dans le compresseur

D'après (3-11) on a :

$$\Delta H_{0r} = C_p T_{02} \left[r^{1/\eta_p} - 1 \right]$$

Le rendement polytropique est pris généralement égal à 0,90 [15], pour les turbo-compresseurs modernes

$r = \zeta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 5^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 1,584$

$r = 1,584$

$$D'où : \Delta H_{or} = 10^3 \cdot 291 \left[(1,584)^{1/0,9} - 1 \right] = 194,052 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta H_{or} = 194,052 \text{ KJ/Kg}$$

12. Coefficient polytropique

D'après la relation (3-12) on aura :

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\gamma-1}{\gamma_p \delta} = \frac{1,4-1}{0,9 \cdot 1,4} = 0,317$$

$$D'où : k = 1,465$$

$$k = 1,465$$

13. Détermination du nombre d'étages

Le coefficient monométrique est défini par :

$$\mu = \frac{\Delta H_{oe}}{U^2}$$

Où : ΔH_{oe} : est l'augmentation d'enthalpie totale par étage.

U : est la vitesse périphérique.

μ est compris entre 0,25 et 0,4 [9]. Il est intéressant d'avoir un travail assez important par étage, dans le but de réduire le nombre d'étages. Donc :

$$n_{min} = \frac{\Delta H_{or}}{\Delta H_{oe}} = \frac{\Delta H_{or}}{\mu U^2} = \frac{194,052 \cdot 10^3}{0,4 \cdot (211,115)^2} = 10,88$$

On adopte alors : $n = 11$ étages

$$n = 11$$

L'augmentation d'enthalpie totale par étage est :

$$\Delta H_{oe} = \frac{\Delta H_{or}}{n} = \frac{194,052}{11} = 17,641 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta H_{oe} = 17,641 \text{ KJ/Kg}$$

Le coefficient monométrique devient :

$$\mu = \frac{\Delta H_{oe}}{U} = \frac{17,641 \cdot 10^3}{(211,115)^2} = 0,396$$

$$\mu = 0,396$$

14. Augmentation de température totale par étage.

$$\Delta T_{oe} = \frac{\Delta H_{oe}}{C_p} = \frac{17,641}{1} = 17,641 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{oe} = 17,641 \text{ } ^\circ\text{K}$$

15. Triangle des vitesses

Le degré de réaction étant, $\epsilon = 1/2$ donc les triangles des vitesses à l'entrée du rotor et du stator sont symétriques.

Les vitesses ainsi que les angles caractérisant les triangles des vitesses peuvent être déterminés d'après la fig-22.

D'où :

$$\operatorname{tg} \beta_m = \frac{V_a}{U/2} = \frac{2 \cdot 100}{211,115} = 0,947$$

Alors : $\beta_m = 43,451^\circ$

D'après l'équation d'Euler on a :

$$\Delta V_u = V_{r2u} - V_{1u} = \frac{\Delta H_{oe}}{U} = \frac{73,641 \cdot 10^3}{211,115} = 83,561 \text{ m/s}$$

Il vient que :

$$V_{1u} = \frac{U}{2} - \frac{\Delta V_u}{2} = \frac{211,115}{2} - \frac{83,561}{2} = 63,778 \text{ m/s}$$

$$V_1 = \sqrt{V_{1u}^2 + V_a^2} = \sqrt{(63,778)^2 + 100^2} = 118,607 \text{ m/s}$$

$$V_{r1u} = \frac{U}{2} + \frac{\Delta V_u}{2} = \frac{211,115}{2} + \frac{83,561}{2} = 147,338 \text{ m/s}$$

$$V_{r1} = \sqrt{V_{r1u}^2 + V_a^2} = \sqrt{(147,338)^2 + 100^2} = 178,069 \text{ m/s}$$

$$V_m = W_m = \frac{V_a}{\sin \beta_m} = \frac{100}{\sin 43,451} = 145,404 \text{ m/s}$$

— Calcul des angles α_1 et α_{r1}

on a :

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{V_a}{V_{1u}} = \frac{100}{63,778} = 1,568 \quad \text{d'où : } \alpha_1 = 57,471^\circ = 57^\circ 28'$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{r1} = \frac{V_a}{V_{r1u}} = \frac{100}{147,338} = 0,679 \quad \text{d'où : } \alpha_{r1} = 34,165^\circ = 34^\circ 10'$$

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau suivant :

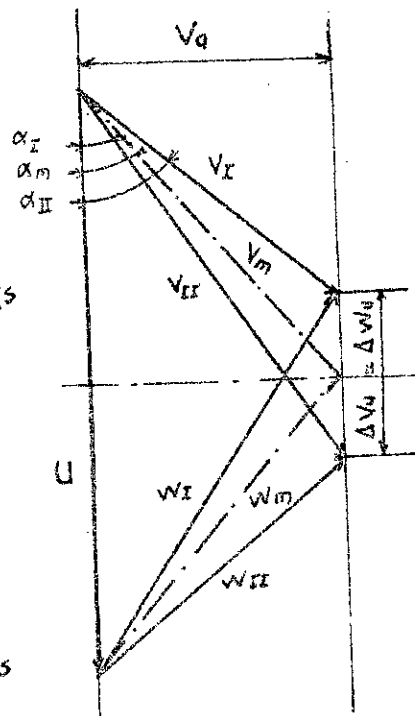
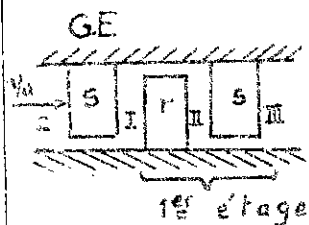


Fig-22

Paramètres	Entrée (rotor)	Sortie (rotor)
Vitesse absolue m/s	$V_1 = 118,607$	$V_{r1} = 178,069$
Vitesse relative m/s	$W_1 = 178,069$	$W_{r1} = 118,607$
Angle α ($^\circ$)	$\alpha_1 = 57^\circ 28'$	$\alpha_{r1} = 34^\circ 10'$
Angle β ($^\circ$)	$\beta_1 = 34^\circ 10'$	$\beta_{r1} = 57^\circ 28'$

16. Calcul de la grille d'entrée



La grille d'entrée est un stator donc le bilan énergétique entre les points 2 et 3 est donné par l'équation suivante :

$$(H_I - H_2) + \frac{1}{2} (V_I^2 - V_2^2) = 0$$

$$\text{D'où } H_I - H_2 = -\frac{1}{2} (V_I^2 - V_2^2)$$

Or : $V_2 = V_0$ donc :

$$H_I - H_2 = -\frac{1}{2} (V_I^2 - V_0^2) = -\frac{1}{2} ((118,607)^2 - 100^2) = -2033,81 \text{ J/kg}$$

$$\boxed{H_I - H_2 = -2033,81 \text{ J/kg}}$$

Comme on a une chute d'enthalpie, l'air subit alors une détente.

— Diminution de température

$$\Delta T_{g,e} = \frac{H_I - H_2}{C_p} = \frac{-2033,81}{10^3} = -2,034 \text{ } ^\circ\text{K}$$

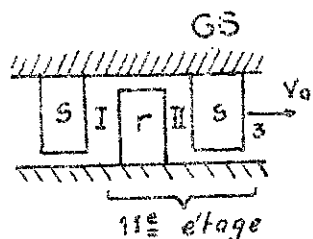
$$\boxed{\Delta T_{g,e} = -2 \text{ } ^\circ\text{K}}$$

— Température statique

$$T_I = T_2 + \Delta T_{g,e} = 286 - 2 = 284 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\boxed{T_I = 284 \text{ } ^\circ\text{K}}$$

17. Calcul de la grille de sortie



Le bilan énergétique entre les points II et 3 est donné par l'équation :

$$H_3 - H_{II} = -\frac{1}{2} (V_3^2 - V_{II}^2)$$

Avec : $V_3 = V_0$

D'où :

$$H_3 - H_{II} = -\frac{1}{2} (V_0^2 - V_{II}^2) = -\frac{1}{2} (100^2 - (178,069)^2) = 10854,284 \text{ J/kg}$$

$$\boxed{H_3 - H_{II} = 10854,284 \text{ J/kg}}$$

On a donc une augmentation d'enthalpie, due à la diminution de vitesse. L'air subit alors une compression en traversant la grille de sortie.

— Augmentation de température

$$\Delta T_{g,s} = \frac{H_3 - H_{II}}{C_p} = \frac{10854,284}{10^3} = 10,854 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\boxed{\Delta T_{g,s} = 10,854 \text{ } ^\circ\text{K}}$$

1-8. Augmentation d'enthalpie dans le rotor et le stator.
En appliquant l'équation d'énergie entre l'entrée et la sortie d'un étage on aura:

$$\Delta H_{oe} = \Delta H_e + \frac{1}{2} (V_{III}^2 - V_I^2)$$

Or : $V_I = V_{III}$ (Du fait que les étages sont périodiques)

D'où :

$$\Delta H_{oe} = \Delta H_e$$

Cette augmentation d'enthalpie est répartie également entre le rotor et le stator parce que $\epsilon = 1/2$.

Donc :

$$\Delta H_r = \Delta H_s = \frac{\Delta H_e}{2} = \frac{17,641}{2} = 8,8205 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta H_r = \Delta H_s = 8,8205 \text{ KJ/Kg}$$

L'augmentation de température dans le rotor et le stator sera donc :

$$\Delta T_r = \Delta T_s = \frac{\Delta H_e}{2 C_p} = \frac{17,641}{2 \cdot 1} = 8,821 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_r = \Delta T_s = 8,821 \text{ }^\circ\text{K}$$

1-9. Température totale à la sortie du compresseur

On a :

$$\frac{T_{03}}{T_{02}} = \left(\frac{P_{03}}{P_{02}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \tau^{\frac{k-1}{k}}$$

D'où : $T_{03} = T_{02} \tau^{\frac{k-1}{k}} = 291,5 \cdot 1,465^{\frac{1,465-1}{1,465}} = 485,052 \text{ }^\circ\text{K}$

$$T_{03} = 485,052 \text{ }^\circ\text{K}$$

1-10. Température statique à la sortie du compresseur

Cette température est égale à la somme de la température d'entrée du compresseur et de toutes les augmentations de température dans les différents étages du compresseur

Donc :

$$T_3 = T_2 + \Delta T_{ge} + 10 \cdot \Delta T_e + \Delta T_r + \Delta T_{g.s}$$

$$T_3 = 286 + (-2,034) + 10(17,641) + (8,821) + (10,854) = 480,051 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_3 = 480,051 \text{ }^\circ\text{K}$$

1-11. Vitesse du son à la sortie du compresseur

D'après la relation (A-5) on a :

$$a_3 = \sqrt{\gamma r T_3} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 480,051} = 439,186 \text{ m/s}$$

$$a_3 = 439,186 \text{ m/s}$$

Nombre de Mach à la sortie du compresseur

D'après la relation (A-6) on a :

$$M_3 = \frac{V_0}{a_3} = \frac{100}{439,186} = 0,228$$

$$M_3 = 0,228$$

Les caractéristiques du fluide ainsi que la hauteur des aubes pour chaque étage seront données par le Tableau (4-1). Et on donne dans ce qui suit la méthode de calcul.

Température totale

$$T_{0III} = T_{0I} + \Delta T_{0e}$$

$$\text{Avec : } T_{0I} = T_{0I} + \Delta T_{0e}$$

Température statique

$$T_{III} = T_{III} + \Delta T_e$$

Taux de compression par étage.

$$\tau_i = \left[1 + \frac{\Delta T_{0e}}{T_{0I}} \right]^{k/k-1}$$

Nombre de Mach

$$M_{III} = \sqrt{\left(\frac{T_{0III}}{T_{III}} - 1 \right) \frac{2}{\gamma - 1}}$$

Pression totale

$$P_{0III} = \tau_i P_{0I} \quad \text{avec} \quad P_{0I} = P_{0I} + \Delta P_{0e}$$

Pression statique

$$P_{III} = P_{0III} \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{III}^2 \right]^{-\gamma/\gamma-1}$$

Masse volumique

$$\rho_{III} = \frac{P_{III}}{r T_{III}}$$

Hauteur des aubes

$$h_{III} = \frac{m_0}{\rho_{III} \cdot 2\pi r_m V_0} = \frac{0,18947}{\rho_{III}}$$

Coefficient de pression

$$K_{Pr} = \frac{\Delta P_r}{1/2 w_i^2 \rho_{III}} \quad ; \quad K_{Ps} = \frac{\Delta P_s}{1/2 \rho_m V_{II}^2}$$

Avec : $\Delta P_r = \Delta P_s = \frac{\Delta P_e}{2}$; ρ_m est la masse volumique moyenne par étage.

	T_{01} _{OK}	Z	P_{01} _{bar}	T_{0111} _{OK}	T_{111} _{OK}	M_{111}	P_{0111} _{bar}	P_{111} _{bar}	ρ_{111} Kg/m ³	h mm	ρ^m Kg/m ³	K_{pr}	K_{ps}
Entrée	291	—	0,983	291	286	0,295	0,983	0,925	1,127	168,0	—	—	—
Grille d'entrée	291	—	0,983	291	284	0,351	0,983	0,910	1,117	169,624	—	—	—
Sortie 1 ^{er} étage	—	1,2034		308,641	301,641	0,341	1,483	1,100	1,271	149,717	1,194	0,534	0,502
2 ^e étage	308,641	1,19135	1,183	326,28	319,282	0,332	1,41	1,316	1,436	131,927	1,354	0,535	0,502
3 ^e =	326,28	1,18041	1,41	343,923	336,923	0,323	1,664	1,559	1,612	117,504	1,524	0,534	0,503
4 ^e =	343,923	1,1707	1,664	361,564	354,564	0,315	1,948	1,831	1,709	105,294	1,706	0,532	0,503
5 ^e =	361,564	1,1619	1,948	379,205	372,205	0,309	2,263	2,131	1,994	94,979	1,897	0,525	0,498
6 ^e =	379,205	1,1540	2,263	396,846	389,846	0,301	2,612	2,468	2,2061	85,885	2,100	0,533	0,506
7 ^e =	396,846	1,14683	2,612	414,487	407,487	0,294	2,995	2,838	2,423	78,088	2,314	0,528	0,503
8 ^e =	414,487	1,1403	2,995	432,128	425,128	0,288	3,416	3,244	2,658	71,274	2,541	0,528	0,504
9 ^e =	432,128	1,1343	3,416	449,769	442,769	0,283	3,874	3,685	2,899	65,34	2,779	0,524	0,501
10 ^e =	449,769	1,12884	3,874	467,41	460,41	0,277	4,374	4,169	3,155	60,051	3,027	0,527	0,504
11 ^e =	467,41	1,1238	4,374	485,052	480,051	0,228	4,915	4,757	3,463	54,873	3,304	0,588	0,561
		$\frac{14}{117} Z_i = 5,0$										$K_{pr} = 0,535$ moy	$K_{ps} = 0,508$ moy

Tableau 4-1.

II Calcul aérodynamique

2.1. Détermination du coefficient de portance

Le coefficient de portance C_z est donné par la relation :

$$C_z = \psi \left[\frac{W_{II}}{W_m} \right]^2$$

Où ψ est le coefficient de portance tangentiel. L'expérience montre qu'il varie de 0,9 à 1.

Pour les compresseurs on a adopté généralement $\psi = 0,9$.

D'où :

$$C_z = 0,9 \left[\frac{118,607}{145,404} \right]^2 = 0,5988$$

$$C_z = 0,5988$$

2.2. Détermination du nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu}$$

La viscosité cinématique ν dépend de la température. Pour l'évaluer on calcul la température moyenne entre l'entrée et la sortie du compresseur. Soit :

$$T_m = \frac{T_2 + T_3}{2} = \frac{286 + 480,051}{2} = 383,025$$

$$T_m = 383,025$$

Les abaques donnant la viscosité de l'air en fonction de la température [10], nous donnent :

$$\nu = 2,08 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{pour } T = 350 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\nu' = 2,59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{pour } T' = 400 \text{ }^\circ\text{K}$$

Par interpolation entre ces deux valeurs on trouve pour la température moyenne T_m :

$$\nu = 2,417 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

La longueur caractéristique étant la corde de l'aube, donc

$$L = c = 50 \text{ mm}$$

La vitesse de l'écoulement étant la vitesse moyenne :

$$V_m = W_m = 145,404 \text{ m/s}$$

D'où :

$$Re = \frac{V_m \cdot c}{\nu} = \frac{145,404 \cdot 0,05}{2,417 \cdot 10^{-5}} = 0,301 \cdot 10^6$$

$$Re = 0,301 \cdot 10^6$$

2.3. Détermination du coefficient de traînée

D'après la fig-23 - on trouve pour $C_z = 0,5988$ et le nombre de Reynolds le plus proche soit $Re = 3 \cdot 10^6$:

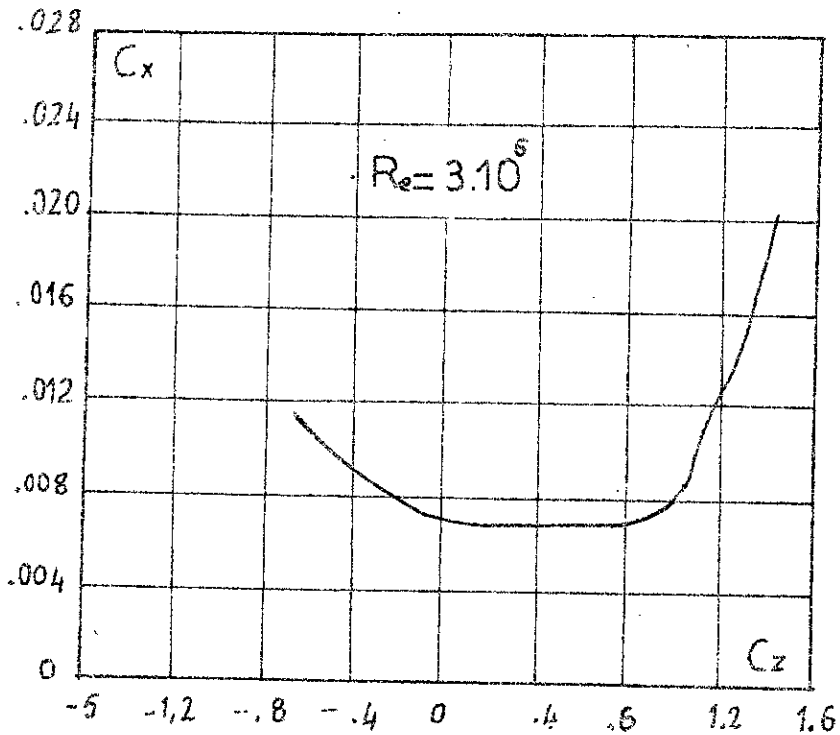


Fig.23. Le coefficient de traînée C_x en fonction du coefficient de portance C_z . NACA 4412

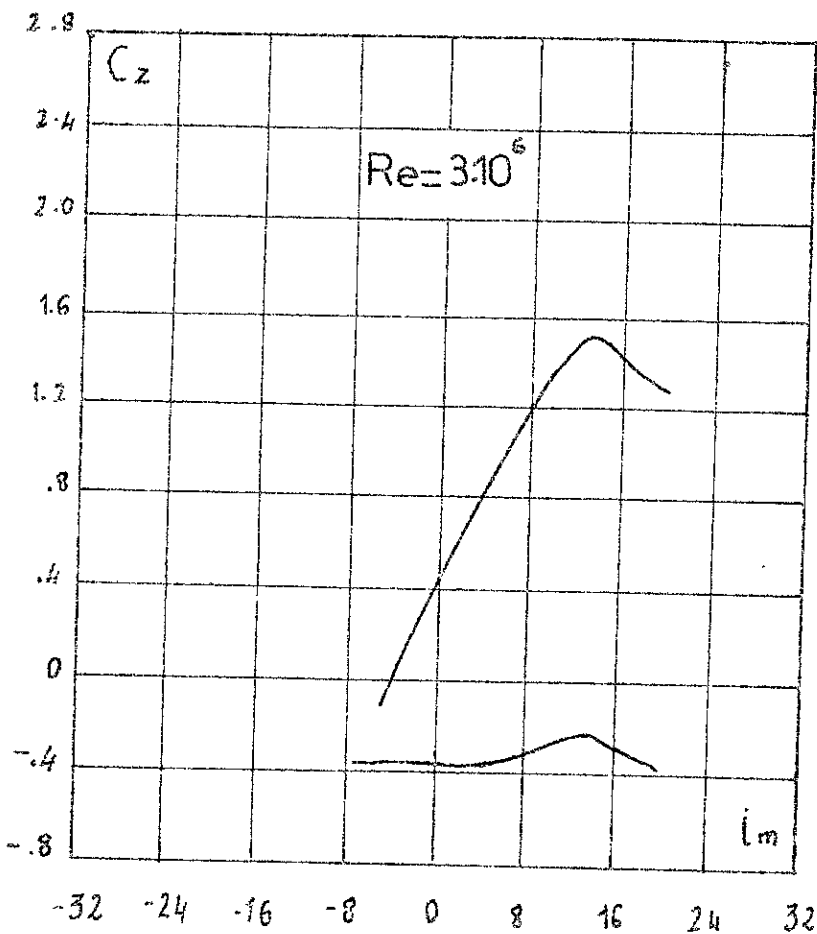


Fig.24. Le coefficient de portance en fonction de l'angle d'incidence i_m . NACA 4412

$C_x) \text{ grille} = 0,0068$

2-4 Angle de calage

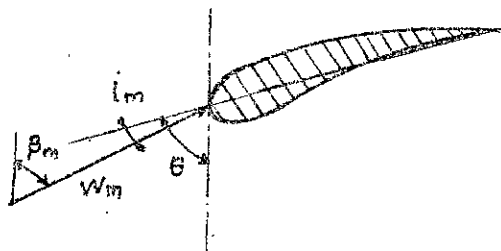


Fig-25-

i_m est l'angle d'incidence.

θ est l'angle de calage.

D'après la fig-24 - on a :

$i_m = 2^\circ$

L'angle de calage θ étant la somme de l'angle d'incidence i_m et de l'angle d'inclinaison de la vitesse relative moyenne par rapport à la direction de U (β_m). Donc :

$\theta = \beta_m + i_m = 43,451 + 2 = 45,451^\circ$

$\theta = 45,451^\circ$

2-5. Pas de grille

Le pas de grille est donné par l'expression suivante [] :

$t = c \cdot \frac{C_z}{2} \cdot \frac{W_m}{\Delta W_u} = 50 \cdot \frac{0,5988}{2} \cdot \frac{145,404}{83,561} = 26,05 \text{ mm}$

$t = 26,05 \text{ mm}$

Le pas relatif est donc :

$\frac{t}{c} = \frac{26,05}{50} = 0,521$

$\frac{t}{c} = 0,521$

2-6. Nombre d'aubes par grille

On a :

$n_a = \frac{2\pi r_m}{t} = \frac{2\pi \cdot 0,672}{26,05 \cdot 10^{-3}} = 162,084 \text{ aubes}$

Soit alors : $n_a = 162 \text{ aubes}$

$n_a = 162 \text{ aubes}$

Le pas réel sera donc :

$t_r = \frac{2\pi r_m}{n_a} = \frac{2\pi \cdot 0,672}{162} = 26,064 \text{ mm}$

$t_r = 26,064 \text{ mm}$

Par suite le pas relatif devient :

$\frac{t}{c} = \frac{26,064}{50} = 0,5213$

$\frac{t}{c} = 0,5213$

2-7. Calcul du coefficient C'_x .

D'après la relation (3-34) on aura :

$C'_x = C_x) \text{ grille} + 0,02 t/h + 0,018 C_z^2 = 0,0068 + 0,02 t/h + 0,018 \cdot (0,5988)^2$

$C'_x = 0,01325 + 0,02 t/h$

Pour calculer t/h on prend la hauteur moyenne correspon-

tant à la masse volumique moyenne entre l'entrée et la sortie du rotor. Donc :

$$h_m = \frac{m_a}{2.10. \rho_m V_a} \frac{1}{\rho_m} = \frac{0,12047}{\rho_m}$$

La connaissance de ρ_m nécessite celle des pressions et températures statiques à l'entrée et à la sortie du rotor de chaque étage. Soient :

$$Trs)_i = Tre)_i + \Delta Tr = Tre)_i + 8,8^\circ K$$

Où Trs et Tre sont respectivement les températures statiques à la sortie et à l'entrée du rotor pour un étage i .

$$Ps)_i = Pe)_i + \Delta Pr \quad ; \quad \text{avec} \quad \Delta Pr = \frac{\Delta P_{\text{étage}}}{2}$$

où

Pe et Ps sont respectivement les pressions statiques à l'entrée et à la sortie du rotor pour un étage donné.

Les valeurs de Tre et Pe sont directement tirées du tableau - 4-1 -.

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau - 4-2 -.

28. Forces axiale et tangentielle

D'après les expressions (3-35) et (3-36) on a :

$$F_{a.g} = \frac{1}{2} \frac{m_a}{V_a} \frac{c}{t} W_m^2 [C_z \cos \beta_m - C_x' \sin \beta_m]$$

$$F_{t.g} = \frac{1}{2} \frac{m_a}{V_a} \frac{c}{t} W_m^2 [C_z \sin \beta_m + C_x' \cos \beta_m]$$

En remplaçant les grandeurs connues par leurs valeurs, il vient que :

$$F_{a.g} = 16222,769 \cdot [0,5988 \cos 43,451 - C_x' \sin 43,451]$$

$$F_{t.g} = 16222,769 \cdot [0,5988 \sin 43,451 + C_x' \cos 43,451]$$

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau - 4-2 -.

La force axiale totale sera donc :

$$F_{ot} = \sum_{i=1}^{11} F_{oi} = 75216,699 \text{ N}$$

$F_{ot} = 75216,699 \text{ N}$

Et la force tangentielle totale sera :

	P_e bar	$\frac{\Delta P_{ét}}{2}$ bar	P_s bar	T_e °K	T_s °K	ρ_e kg/m ³	ρ_s kg/m ³	ρ_m kg/m ³	h_m mm	t/h_m	C_x	F_a .g	F_u .g	$F_{a,u}$.g
1 ^{er} étage	0,9104	0,095	1,005	284	292,8	1,117	1,186	1,157	163,800	0,159	0,0164	6867,508	6873,319	6570,322
2 ^e "	1,1036	0,108	1,211	301,647	310,447	1,271	1,360	1,315	144,045	0,181	0,0169	6862,635	6878,462	6568,574
3 ^e "	1,3160	0,122	1,438	319,282	328,082	1,436	1,527	1,481	127,891	0,204	0,0173	6857,533	6883,848	6203,927
4 ^e "	1,5592	0,136	1,687	336,923	345,723	1,612	1,700	1,656	114,387	0,228	0,0178	6852,168	6889,512	6568,478
5 ^e "	1,8377	0,14	1,981	354,564	363,364	1,799	1,900	1,849	102,444	0,254	0,0183	6846,247	6895,768	6488,24
6 ^e "	2,140	0,169	2,299	372,205	381,005	1,995	2,103	2,049	92,472	0,282	0,0189	6840,121	6902,228	6598,51
7 ^e "	2,4683	0,185	2,653	389,846	398,646	2,206	2,314	2,229	78,073	0,334	0,0199	6828,461	6914,536	6092,79
8 ^e "	2,8376	0,203	3,047	407,487	416,287	2,423	2,545	2,484	76,282	0,342	0,0207	6826,773	6916,317	6538,34
9 ^e "	3,2435	0,221	3,464	425,128	433,928	2,658	2,782	2,720	69,658	0,374	0,02074	6819,525	6920,969	6499,99
10 ^e "	3,6849	0,242	3,927	442,769	451,569	2,900	3,030	2,965	63,904	0,408	0,0214	6812,008	6931,903	6539,69
11 ^e "	4,1691	0,264	4,463	460,41	469,21	3,195	3,314	3,235	58,573	0,445	0,0221	6803,726	6940,645	3205,73

Tableau.4-2.

$$F_{ut} = \sum_{i=1}^{11} F_{ui} = 75\,949,507 \text{ N}$$

$$F_{ut} = 75\,949,507 \text{ N}$$

29_Vérification de F_{ut}

Connaissant la force F_{ut} on peut alors calculer le travail du compresseur. Soit:

$$W_c' = \frac{Cw}{m_a} = \frac{F_{ut} \cdot r_m \cdot w}{m_a}$$

C : étant le couple moteur

w : étant la vitesse angulaire (rd/s).

$$w = \frac{2\pi N}{60} = \frac{\pi N}{30}$$

L'expression du travail devient:

$$W_c' = \frac{F_{ut} \cdot r_m \cdot \pi \cdot N}{30 m_a} = \frac{75\,949,507 \cdot 0,672 \cdot \pi \cdot 3000}{30 \cdot 80} = 200\,426,08 \text{ J/Kg}$$

$$W_c' = 200,426 \text{ KJ/Kg}$$

L'incertitude relative sur le travail est donc:

$$\frac{\Delta W_c}{W_c} = \frac{W_c' - W_c}{W_c'} = \frac{200,426 - 194,052}{200,426} = 0,0318$$

$$\frac{\Delta W_c}{W_c} = 3,18 \%$$

210_Vérification de F_{at}

La force axiale résulte de la variation de pression dans le rotor. D'où:

$$F_{a,i} = 2\pi r_m h_m \Delta P_i$$

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau 4.2.

D'après ce dernier on a:

$$F_{at}' = \sum_{i=1}^{11} F_{a,i}' = 72\,555,568 \text{ N}$$

$$F_{at}' = 72\,555,568 \text{ N}$$

L'incertitude relative sur la force axiale totale est:

$$\frac{\Delta F_a}{F_a} = \frac{F_{at} - F_{at}'}{F_{at}} = \frac{75\,216,699 - 72\,555,568}{75\,216,699} = 0,0354$$

$$\frac{\Delta F_a}{F_a} = 3,54 \%$$

III Conclusion

Les différences entre les résultats obtenus par les deux méthodes de calcul du travail fourni par la turbine et des forces agissant sur les aubes, sont dues à plusieurs facteurs tels que: le choix du rendement polytropique, l'évaluation des coefficients de portance et de traînée en fonction du nombre de Reynolds, ainsi que l'emploi de certaines formules qui ne sont applicables que si on néglige les pertes.

Actuellement ces incertitudes ont été éliminées par l'emploi de l'ordinateur, qui par un calcul itératif aboutit à minimiser la valeur de $\frac{\Delta W_c}{W_c}$ et même de l'annuler. Dans tous les cas la méthode expérimentale reste la plus efficace. Elle permet par mesure directe la détermination de tous les paramètres caractérisant le compresseur. Les paramètres tels que le rendement et les pertes peuvent être déduits facilement.

I. Définition et principe de fonctionnement

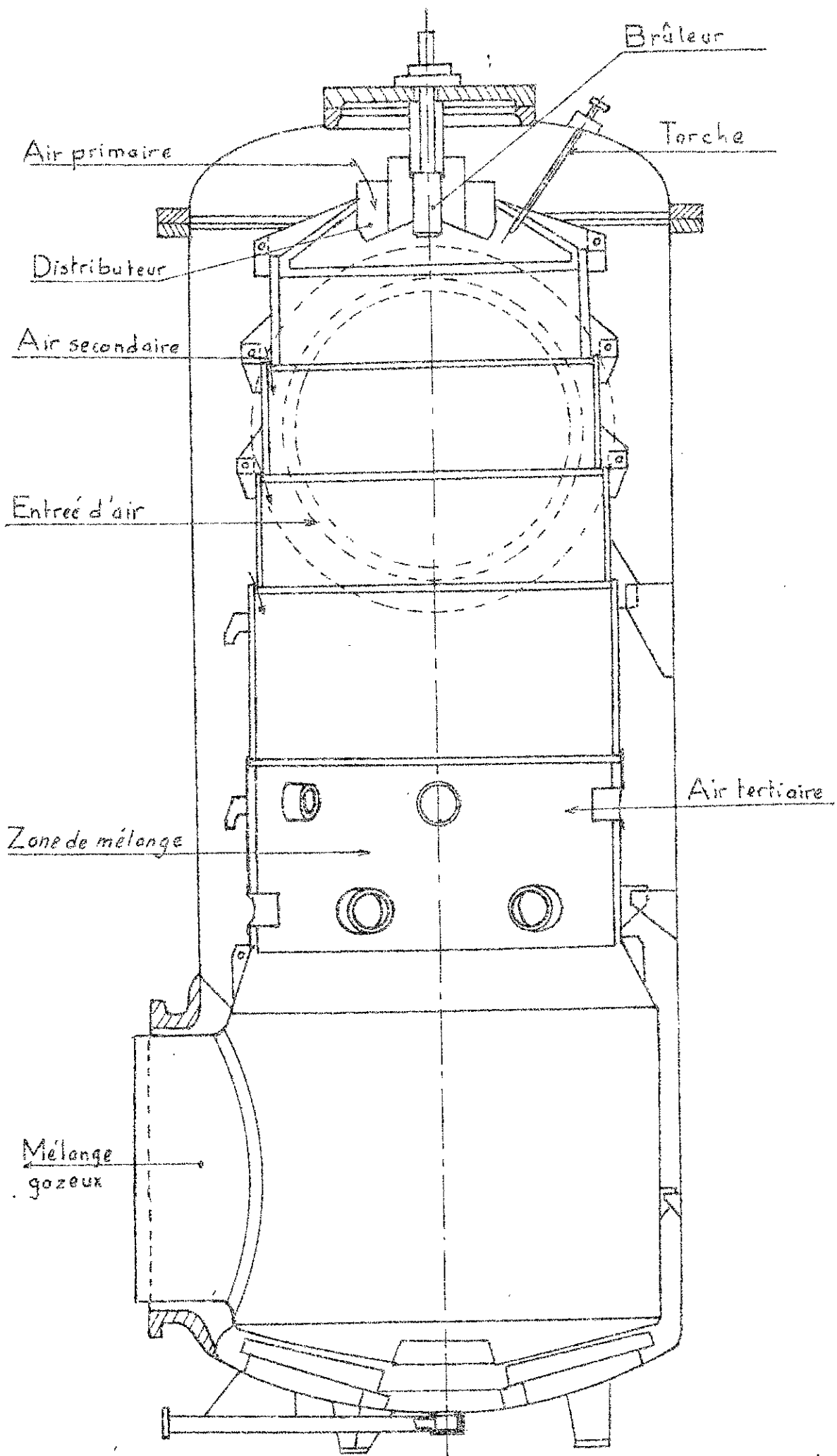
La chambre de combustion est un élément principal dans une installation de turbine à gaz, car il est nécessaire d'avoir une température élevée à l'entrée de la turbine, afin d'obtenir une puissance motrice très importante. Cette chambre de combustion doit présenter de nombreuses qualités, parmi lesquelles : l'efficacité, une combustion complète et peu de pertes de charge.

La réalisation de la chambre de combustion pose un problème de forme et de dimension dont la solution dépend essentiellement de la destination de la turbine à gaz. Dans les installations industrielles on s'efforce de réaliser une chambre de combustion capable d'un long service.

Il existe plusieurs types de chambres de combustion dont chacun correspond à un domaine d'application déterminé. La chambre de combustion comprend en principe une chambre de forme cylindrique ou tronconique avec deux revêtements. L'un à l'intérieur appelé tube de feu, dans lequel s'effectue la combustion. Il est percé d'orifices mettant en communication la zone annulaire et la zone de combustion. L'autre extérieur dit enveloppe. Un brûleur permet l'injection du combustible, alors qu'un dispositif d'allumage est placé à l'arrière de la chambre de combustion.

À l'entrée de la chambre de combustion l'air est divisé en trois flux :

- 1 - Air primaire nécessaire à la combustion, son accès est assuré par un distributeur
- 2 - Air secondaire circulant dans la région annulaire, dont le rôle est d'éviter une élévation excessive de température. Les orifices percés sur le tube de feu permettent l'introduction de cet air qui empêche la projection des particules enflammées sur ce tube. Mais son débit ne doit pas être important pour ne pas gêner la progression de la combustion.



Fig_26 - Schéma de la chambre de combustion [4]

3. Air tertiaire qui pénètre en aval de la flamme (air de mélange) achève la dilution des gaz de manière à obtenir la température désirée.

II. Matériaux

La chambre de combustion se trouve constituée de deux éléments :

- L'enveloppe extérieure résistant à la pression des gaz, elle est généralement construite en acier ferritique.

- L'enveloppe intérieure soumise à des températures très élevées, donc à des contraintes thermiques importantes.

Elle est réalisée généralement en acier austénitique ou en matériau réfractaire du moins sa partie supérieure.

La suspension de l'enveloppe intérieure doit permettre la liberté des dilatations éventuelles.

III. Combustible

Dans notre cas la chambre de combustion est alimentée par le gaz naturel. Un gaz comme combustible est un combustible idéal pour une turbine à gaz. Son emploi supprime la pulvérisation ou la vaporisation imposée par un combustible liquide, ainsi que la pompe à injection qui se trouve remplacée par un compresseur relativement petit, qui est également centrifuge.

IV. Etude énergétique

L'étude énergétique de la chambre de combustion est fondée sur les hypothèses suivantes :

- La combustion s'effectue à pression constante

- L'écoulement est permanent

- La transformation est isentropique

- L'écoulement s'effectue dans une chambre de combustion cylindrique à section constante.

En réalité la combustion est accompagnée de pertes de

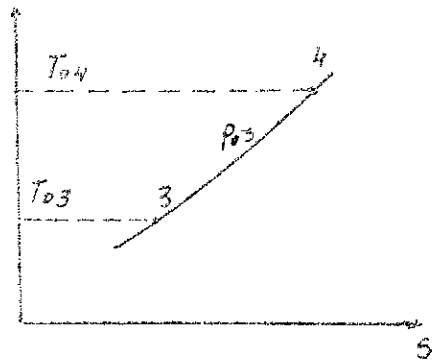
charge de l'ordre de 5%.

T

L'équation d'énergie entre les deux états 3 et 4 nous donne

$$(Q + W)_{34} = H_4 - H_3 + \frac{1}{2} V_4^2 - \frac{1}{2} V_3^2$$

$$= H_{04} - H_{03}$$



Comme la combustion n'échange pas de travail on aura donc :

$$W_{34} = 0$$

et
$$Q_{34} = H_{04} - H_{03} = \bar{C}_p (T_{04} - T_{03}) \quad (5-1)$$

\bar{C}_p : chaleur spécifique moyenne à pression constante
 T_{03}, T_{04} : sont respectivement les températures totales à l'entrée et à la sortie de la chambre de combustion.

Q_{34} : est la quantité de chaleur dégagée par la combustion.

Le bilan énergétique est donné par l'équation :

$$m_0 H_{03} + \eta_b \dot{m}_g Q_i = (m_0 + \dot{m}_g) H_{04} \quad (5-2)$$

η_b : est le rendement de la combustion

\dot{m}_g : étant le débit-masse du combustible gazeux

Q_i : est le pouvoir calorifique inférieur du combustible.

En divisant cette équation par m_0 on aura :

$$H_{03} + \eta_b \frac{\dot{m}_g}{m_0} Q_i = \left(1 + \frac{\dot{m}_g}{m_0}\right) H_{04} \quad (5-3)$$

On pose :
$$g = \frac{\dot{m}_g}{m_0} \quad (5-4)$$

L'expression (5-3) devient :

$$H_{03} + \eta_b g Q_i = (1 + g) H_{04} \quad (5-5)$$

g étant faible de l'ordre de $1/15 \div 1/125$ [5], d'où :

$$H_{04} - H_{03} = g \eta_b Q_i \quad (5-6)$$

Par suite on aura :

$$T_{04} - T_{03} = \frac{g \eta_b Q_i}{\bar{C}_p} \quad (5-7)$$

Avec : $\bar{c}_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} r$ (5-8)

Où : r est la constante des produits de combustion, donnée par [6] :

$$r = \frac{1}{M} \left[9283,7 + \frac{66543}{1+H/C} g \right] \frac{1}{1+g} \quad (5-9)$$

M étant la masse molaire du combustible gazeux.

— Nombre de Mach M_4

D'après l'équation de continuité on a :

$$\dot{m}_0 = \rho_3 v_3 s_3 \quad (5-10)$$

$$\dot{m}_0 + \dot{m}_g = \rho_4 v_4 s_4 \quad (5-11)$$

La chambre de combustion est considérée à section constante donc : $s_3 = s_4$

Des expressions (5-10) et (5-11) on aboutit à :

$$\rho_3 v_3 = (1+g) \rho_4 v_4$$

En supposons que le fluide moteur est un gaz parfait, il vient que :

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{v_4}{v_3} \frac{r_4 T_4}{r_3 T_3} \quad (5-12)$$

En introduisant la notion du nombre de Mach on aura :

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{\gamma_3}{\gamma_4} \right)^{1/2} \frac{M_3}{M_4} \left[\frac{r_4 T_4}{r_3 T_3} \right]^{1/2} (1+g) \quad (5-13)$$

En combinant les expressions (A-7) et (5-13) on aboutit à :

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{\gamma_3}{\gamma_4} \right)^{1/2} \frac{M_3}{M_4} \left[\frac{r_4 T_{04}}{r_3 T_{03}} \right]^{1/2} \left[\frac{1 + \frac{\gamma_3-1}{2} M_3^2}{1 + \frac{\gamma_4-1}{2} M_4^2} \right]^{1/2} (1+g) \quad (5-14)$$

L'équilibre des forces à l'intérieur de la chambre de combustion se traduit par :

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{1 + \gamma_3 M_3^2}{1 + \gamma_4 M_4^2} \quad (5-15)$$

Les expressions (5-14) et (5-15) nous conduisent à la relation :

$$\frac{\gamma_4^{1/2} M_4 \left(1 + \frac{\gamma_4-1}{2} M_4^2 \right)^{1/2}}{1 + \gamma_4 M_4^2} = (1+g) \left[\frac{r_4 T_{04}}{r_3 T_{03}} \right]^{1/2} \frac{\gamma_3^{1/2} M_3 \left(1 + \frac{\gamma_3-1}{2} M_3^2 \right)^{1/2}}{1 + \gamma_3 M_3^2} \quad (5-16)$$

Cette relation nous permet d'en déduire le nombre de Mach M_4 .

V. CALCUL DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION

Les paramètres nécessaires au calcul de la chambre de combustion sont :

Pression totale (bar)	$P_{03} = 4,915$
Pression statique (bar)	$P_3 = 4,757$
Température totale (°K)	$T_{03} = 485,052$
Température statique (°K)	$T_3 = 480,051$
Masse volumique de l'air (Kg/m^3)	$\rho_g = 3,453$
Nombre de Mach	$M_3 = 0,228$
Débit-masse d'air (Kgs)	$\dot{m}_a = 80$
Rapport du mélange combustible-air	$g = 1/75$
Combustible	Gas naturel (CH_4)
Pouvoir calorifique inférieur (MJ/Nm^3)	$Q_i = 34,82$ [11]
Densité par rapport à l'air	$d_g = 0,59$ [11]
Masse volumique du combustible (Kg/m^3)	$\rho_g = 0,767$ [11]
Masse moléculaire (U.S.I)	$M_g = 17,53$ [14]

5.1. Calcul thermodynamique

— Masse moléculaire du mélange gazeux

$$M = M_a + g M_g = 29 + \frac{1}{75} 17,53 = 29,234 \text{ U.S.I}$$

$M = 29,234 \text{ U.S.I}$

— Constante du mélange gazeux

D'après l'expression (5-9) on a :

$$r = \frac{1}{M} \left[9283,7 + \frac{66543}{1 + H/C} g \right] \frac{1}{1 + g}$$

Le gaz naturel comprend 80, à 98% de méthane, le reste étant des hydrocarbures tels que $C_n H_{2n+2}$, et des gaz inertes.

D'après [11] on a en moyenne :

$$92,8\% \quad , \quad 5,4\% \quad C_n H_{2n+2} \quad \text{et} \quad 1,8\% \quad \text{gaz inertes}$$

Donc on va évaluer le rapport H/C en tenant compte seulement de CH_4 . D'où :

$$H/C = \frac{1,008 \times 4}{12,01} = 0,3357$$

$H/C = 0,3357$

Il vient que

$$r = \frac{1}{29,234} \left[9283,7 + \frac{66543}{1 + 0,3357} \frac{1}{75} \right] \frac{1}{1 + 1/75} = 335,813 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$$

$$r = 335,813 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$$

Chaleur spécifique moyenne

D'après l'expression (5-8) on a :

$$\bar{c}_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r$$

A l'entrée de la chambre de combustion on a $\gamma_3 = 1,4$. A la sortie la température des gaz de combustion est de l'ordre de 973°K pour une turbine à gaz utilisant le gaz naturel comme combustible. Donc d'après la référence

[16] on a : $\gamma_4 = 1,343$

Le coefficient adiabatique moyen sera :

$$\gamma = \frac{\gamma_3 + \gamma_4}{2} = \frac{1,4 + 1,343}{2} = 1,372$$

$$\gamma = 1,372$$

D'où : $\bar{c}_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r = \frac{1,372}{1,372 - 1} 335,813 = 1238,535 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$

$$\bar{c}_p = 1238,535 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$$

Augmentation de température totale

La relation (5-7) nous donne :

$$T_{04} - T_{03} = \frac{\eta_b q Q_i}{\bar{c}_p}$$

Le rendement η_b de la chambre de combustion est compris entre 0,97 et 0,99 [17]. On prendra :

$$\eta_b = 0,98$$

D'où : $T_{04} - T_{03} = \frac{0,98 \cdot 1/75 \cdot 34182/0,767}{1238,535} = 478,950^\circ\text{K}$

$$T_{04} - T_{03} = 478,950^\circ\text{K}$$

La température à la sortie de la chambre de combustion sera donc :

$$T_{04} = T_{03} + 478,950 = 485,052 + 478,950 = 964^\circ\text{K}$$

$$T_{04} = 964^\circ\text{K}$$

Nombre de Mach

Le nombre de Mach à la sortie de la chambre de combustion est donné par l'expression (5-16). D'où :

$$M_4 \left[1 + \frac{1,343 - 1}{2} M_4^2 \right]^{1/2} = \left(\frac{1,343}{1,4} \right)^{1/2} \frac{0,228 \left[1 + \frac{1,4 - 1}{2} (0,228)^2 \right]^{1/2} \left[\frac{335,813 \times 964}{281 \cdot 485,052} \right]^{1/2}}{\left(1 + \frac{1}{75} \right)^{1/2}}$$

$$D'où : \frac{M_4 [1 + 0,1715 M_4^2]^{1/2}}{1 + 1,343 M_4^2} = 0,32333$$

En développant cette expression on aboutit à une équation du 2^e degré en M_4^2 donnée par :

$$170,607 \cdot 10^{-3} M_4^4 - 719,195 \cdot 10^{-3} M_4^2 + 104,544 \cdot 10^{-3} = 0$$

Elle admet comme solution positive :

$$M_4^2 = 0,151$$

$$D'où : M_4 = 0,388$$

$$M_4 = 0,388$$

— Pressions statique et totale

D'après la relation (5-15) on a :

$$P_4 = P_3 \frac{1 + \gamma_3 M_3^2}{1 + \gamma_4 M_4^2} = 4,757 \frac{1 + 1,4(0,288)^2}{1 + 1,343(0,388)^2} = 4,245 \text{ bars}$$

$$P_4 = 4,245 \text{ bars}$$

Et d'après la relation (A-8) on aura

$$P_{04} = P_4 \left[1 + \frac{\gamma_4 - 1}{2} M_4^2 \right]^{\frac{\gamma_4}{\gamma_4 - 1}} = 4,245 \left[1 + \frac{1,343 - 1}{2} (0,388)^2 \right]^{\frac{1,343}{1,343 - 1}} = 4,691 \text{ bars}$$

$$P_{04} = 4,691 \text{ bars}$$

— Perte relative de pression

On a :

$$\frac{\Delta P_0}{P_0} = \frac{P_{03} - P_{04}}{P_{03}} = \frac{4,915 - 4,691}{4,915} = 0,0456$$

$$\frac{\Delta P_0}{P_0} = 4,56\%$$

— Température statique

D'après l'expression (A-7) on a :

$$T_4 = T_{04} \left(1 + \frac{\gamma_4 - 1}{2} M_4^2 \right)^{-1} = 964 \left(1 + \frac{1,343 - 1}{2} (0,388)^2 \right)^{-1} = 939,738 \text{ °K}$$

$$T_4 = 939,738 \text{ °K}$$

— Masse volumique

L'expression (A-9) nous donne

$$\rho_4 = \frac{P_4}{\gamma_4 T_4} = \frac{4,245 \cdot 10^5}{335,813 \cdot 939,738} = 1,345 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_4 = 1,345 \text{ Kg/m}^3$$

— Vitesse à la sortie de la chambre de combustion

D'après la relation (A-6) on a :

$$V_4 = M_4 (\gamma_4 \gamma_4 T_4)^{1/2} = 0,388 (1,343 \cdot 335,813 \cdot 939,738)^{1/2} = 252,593 \text{ m/s}$$

$$V_4 = 252,593 \text{ m/s}$$

52. Dimensionnement de la chambre de combustion

Pour assurer une bonne progression de la combustion et éviter le soufflage de la flamme, l'écoulement des gaz de combustion se fait avec un nombre de Mach faible, généralement de l'ordre de 0,04 à 0,07. On choisit alors :

$$M_3' = 0,05$$

On suppose que l'écoulement se fait sans perte de charge dans les tronçons 3-3' et 4-4'.

Alors on aura :

$$T_{03}' = T_{03} = 485,05 \text{ °K}$$

$$P_{03}' = P_{03} = 4,915 \text{ bars}$$

En appliquant la relation (A-7) on aura :

$$T_3' = T_{03}' \left(1 + \frac{\gamma_3 - 1}{2} M_3'^2\right)^{-1} = 485,05 \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} (0,05)^2\right)^{-1} = 484,81 \text{ °K}$$

$$T_3' = 484,81 \text{ °K}$$

L'expression (A-8) nous donne :

$$P_3' = P_{03}' \left(1 + \frac{\gamma_3 - 1}{2} M_3'^2\right)^{-\frac{\gamma_3}{\gamma_3 - 1}} = 4,915 \left(1 + \frac{1,4 - 1}{2} (0,05)^2\right)^{-\frac{1,4}{1,4 - 1}} = 4,906 \text{ bars}$$

$$P_3' = 4,906 \text{ bars}$$

D'où :

$$\rho_3' = \frac{P_3'}{r_3 T_3'} = \frac{4,906 \cdot 10^5}{287 \cdot 484,81} = 3,526 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_3' = 3,526 \text{ Kg/m}^3$$

Et :

$$V_3' = M_3' \cdot (\gamma_3 r_3 T_3')^{1/2} = 0,05 (1,4 \cdot 287 \cdot 484,81)^{1/2} = 22,068 \text{ m/s}$$

$$V_3' = 22,068 \text{ m/s}$$

Section totale de la chambre de combustion

L'équation de continuité nous donne :

$$S_{3't} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_3' V_3'} = \frac{80}{3,526 \cdot 22,068} = 1,028 \text{ m}^2$$

$$S_{3't} = 1,028 \text{ m}^2$$

Comme la section totale est importante on choisit une chambre de combustion de type annulaire.

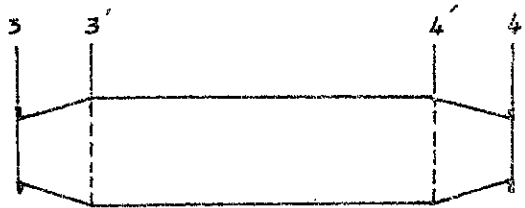


Fig- 27-

-Tableau récapitulatif

Paramètres	Entrée	Sortie
Température totale (°K)	$T_{03} = 485,052$	$T_{04} = 964$
Température statique (°K)	$T_3 = 480,051$	$T_4 = 939,358$
Pression totale (bar)	$P_{03} = 4,915$	$P_{04} = 4,697$
Pression statique (bar)	$P_3 = 4,757$	$P_4 = 4,245$
Masse volumique (Kg/m ³)	$\rho_3 = 3,453$	$\rho_4 = 1,345$
Nombre de Mach	$M_3 = 0,228$	$M_4 = 0,388$
Vitesse (m/s)	$V_3 = 100$	$V_4 = 252,592$
Section (m ²)	$S_3' = 1,028$	$S_4' = 1,028$

5.3-Conclusion

Le dimensionnement complet de la chambre de combustion ne peut être fait que d'une manière expérimentale, où on peut déterminer le nombre d'orifices, leur section et leur disposition afin d'avoir la température obtenue par le calcul énergétique. Ceci aura pour conséquence la détermination de la longueur de la chambre de combustion. Cette longueur doit être la plus petite possible pour éviter les problèmes de dilatation et réduire la quantité des matériaux utilisés qui sont souvent très chers.

I Définition et principe de fonctionnement

La turbine est une turbomachine destinée à réaliser la détente d'un fluide en recueillant son énergie sous forme mécanique. L'élément essentiel d'une turbine est une roue, mise en mouvement sous l'action dynamique du fluide elle produit alors un couple générateur d'une source de puissance. Cette dernière servira pour l'actionnement du compresseur et de l'alternateur. Une turbine comporte en général un nombre d'étages réduit de 2 à 7. Chaque étage est composé d'un aubage mobile (roue) et d'un aubage fixe (distributeur). La roue comprend à sa périphérie une grille d'aubes à profils soigneusement tracés, destinés à permettre un écoulement correcte du fluide. Généralement l'écoulement du fluide a une direction parallèle à l'axe de rotation de la turbine, un tel type est dit axial. Dans certains cas pour des turbines de faibles puissances la direction de l'écoulement est centripète, une telle turbine est dite radiale.

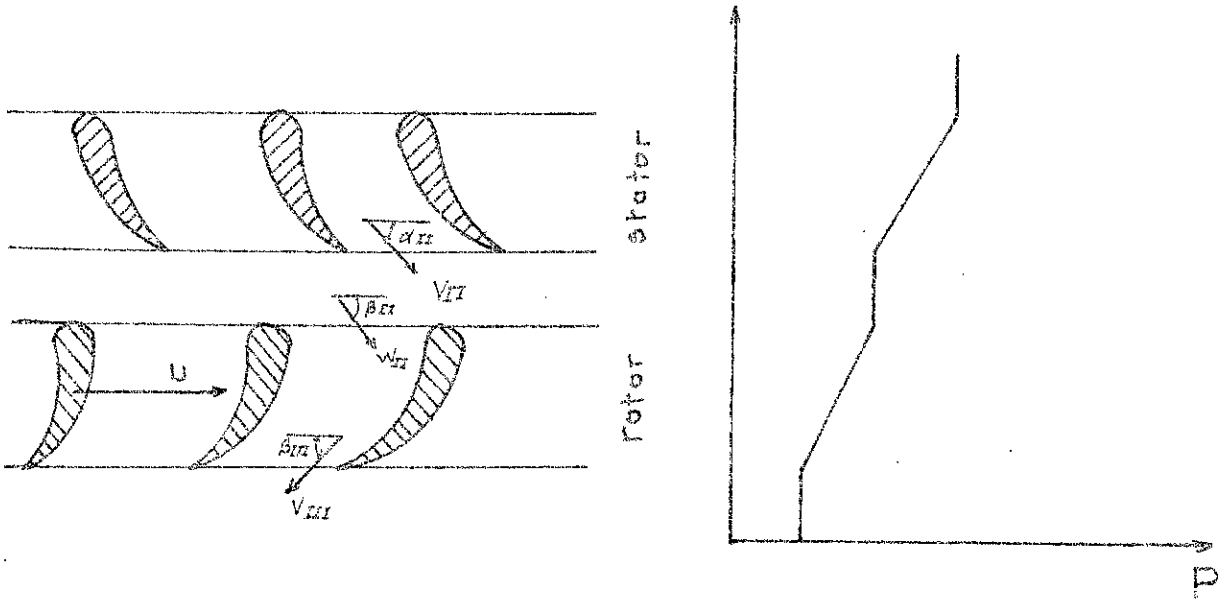
II Turbine axiale

La turbine axiale peut être à action ou à réaction. Dans la turbine à action la détente a lieu en totalité dans l'aubage fixe, alors que dans la turbine à réaction la détente a lieu à la fois dans l'aubage fixe et l'aubage mobile. Ainsi on définit le degré de réaction ϵ , comme étant le pourcentage de la détente totale qui s'effectue dans l'aubage mobile. En général le degré de réaction est pris de 0,5 pour des raisons pratiques et de symétrie.

III Triangle des vitesses

Tout écoulement passant à travers les aubes est matérialisé par un triangle de vitesses correspondant à

Variation de la pression et du triangle de vitesses dans un étage d'une turbine à réaction ($\epsilon = 0,5$)

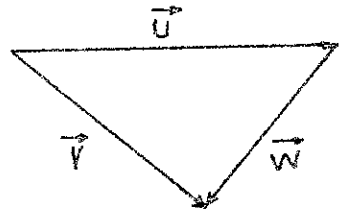


	vitesse absolue v	vitesse relative w	Section de passage s	Pression statique P	Pression totale P_0
Rotor					
Stator					

Fig. 28.

la figure ci-contre.

Ainsi un écoulement à la vitesse absolue \vec{V} qui rencontre une roue de turbine dont la vitesse périphérique est \vec{U} , pénètre entre les aubes de cette roue avec une vitesse relative \vec{W} .



IV - Etude thermodynamique

En appliquant l'équation d'Euler entre l'entrée et la sortie d'un étage de la turbine on aura :

$$W_e = U_{II} V_{IIu} - U_{III} V_{IIIu} \quad (6-1)$$

U_{II} et U_{III} sont respectivement les vitesses périphériques à l'entrée et à la sortie du rotor de la turbine.

V_{IIu} et V_{IIIu} sont respectivement les projections tangentielles des vitesses absolues à l'entrée et à la sortie du rotor de la turbine.

Pour une turbine axiale on a : $r_{II} = r_{III} = r_{moyen}$

Par suite on aura : $U_{II} = U_{III} = U$

D'où :

$$W_e = U (V_{IIu} - V_{IIIu}) = U \Delta V_u \quad (6-2)$$

— Travail de la turbine

En appliquant l'équation d'énergie entre l'entrée et la sortie de la turbine (4,5) on obtient

$$H_4 + \frac{1}{2} V_4^2 = W_t + \frac{1}{2} V_5^2 + H_5$$

D'où :

$$W_t = (H_4 + \frac{1}{2} V_4^2) - (H_5 + \frac{1}{2} V_5^2)$$

Donc :

$$W_t = H_{04} - H_{05} = \bar{C}_p (T_{04} - T_{05}) \quad (6-3)$$

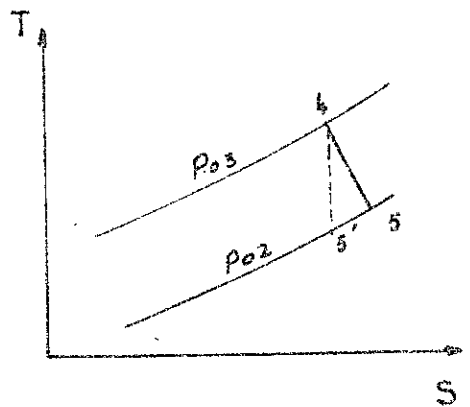


Fig-4-1-

On remarque d'après la fig-4-1- que le travail de la turbine pour une détente isentropique est plus grand que celui d'une détente réelle.

4.5' étant une détente isentropique, on peut écrire alors :

$$\frac{T_{04}}{T_{05}} = \left(\frac{P_{04}}{P_{05}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = Z \quad (6-4)$$

D'où : $T_{05} = T_{04}/Z$ (6-5)

Et en introduisant le rendement de la turbine on aura :

$$\eta_t = \frac{T_{04} - T_{05}}{T_{04} - T_{05}'} \quad (6-6)$$

L'expression du travail prend la forme :

$$W_t = \bar{c}_p T_{04} (1 - 1/Z) \eta_t \quad (6-7)$$

Dans le cas d'une détente la relation entre le rendement polytropique et le rendement adiabatique est donnée par :

$$\eta_t = \frac{1 + (1/Z)^{\eta_p}}{1 - 1/Z} \quad (6-8)$$

En remplaçant η_t par son expression dans celle du travail on aura :

$$W_t = \bar{c}_p T_{04} (1 - (1/Z)^{\eta_p}) \quad (6-9)$$

Avec :

$$\eta_p \frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{k-1}{k} \quad (6-10)$$

Où k est le coefficient polytropique, il est inférieur à γ dans le cas d'une détente.

V. Intervention de la 3^e dimension

L'écoulement dans une turbine axiale est en réalité tridimensionnel. Il ne peut être considéré bidimensionnel que dans le cas où le rapport de la longueur des aubes au diamètre moyen ne dépasse pas une certaine limite.

L'augmentation du volume spécifique du fluide détendu impose une section de passage de plus en plus grande, et par conséquent on est amené à varier la longueur des aubes. Ceci conduit à un écoulement radial. La vitesse instantanée de l'écoulement doit être considérée comme formée de trois composantes :

— La composante tangentielle V_u , dont la variation engendre le travail fourni par un étage de la turbine.

— La composante axiale V_a qui détermine le débit volumique.

— Enfin la composante radiale V_r qui permet au fluide de remplir les canaux de longueur croissante.

Le profil de l'aube doit être adopté aux conditions de l'écoulement en tout point et en particulier aux extrémités. Ceci conduit à une variation de l'angle d'entrée et celui de sortie de l'aubage mobile le long du rayon (principe du vrillage).

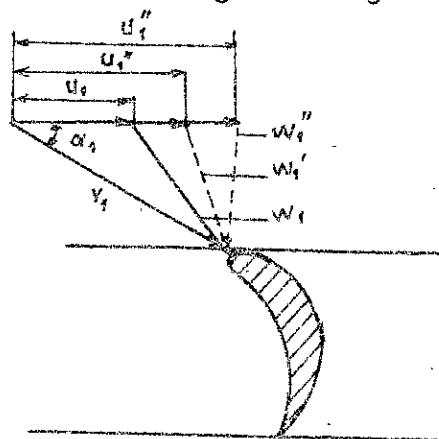


Fig. 29. Influence de la longueur des aubes mobiles sur l'angle d'entrée

VI. Annulation de l'effet des forces centrifuges.

La force centrifuge est un facteur très important qui a pour effet d'introduire la composante radiale. Cette force varie avec :

— Le rayon

— La vitesse périphérique

— Le volume massique du fluide au point considéré.

Pour annuler l'effet des forces centrifuges on adopte, comme dans le cas du compresseur, un écoulement irrotationnel ou à "tourbillon libre". Un tel écoulement est caractérisé par :

$$V_a = \text{cte} \quad (6-11)$$

$$U \Delta V_u = \text{cte} \quad (6-12)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{V_u^2}{r} \quad (6-13)$$

En tenant compte de l'équation caractéristique des gaz parfaits

et en admettant pour le fluide une entropie variable:

$$\frac{dP}{P} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{dT}{T} \quad (6-14)$$

On obtient alors l'expression :

$$c_p \frac{dT}{dr} = \frac{V_u^2}{r} \quad (6-15)$$

Avec : $\frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{c_p - c_v}{c_p} = \frac{R}{c_p}$

Or la constance de l'énergie totale le long du rayon s'exprime par la relation [12] :

$$c_p \frac{dT}{dr} + \frac{dV^2}{2r} = 0 \quad (6-16)$$

Et comme : $V^2 = V_u^2 + V_a^2$

On aboutit finalement à :

$$\frac{V_a dV_a}{dr} + V_u \left(\frac{V_u}{r} + \frac{dV_u}{dr} \right) = 0 \quad (6-17)$$

En introduisant la relation (6-11) dans l'équation (6-17) on obtient à :

$$\frac{dV_u}{V_u} + \frac{dr}{r} = 0 \quad (6-18)$$

D'où : $V_u r = Cte \quad (6-19)$

Il est facile de déduire de cette expression la variation du degré de réaction avec le rayon.

Or : $\epsilon = 1 - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2U \Delta V_u} \quad (6-20)$

D'où : V_1 et V_2 sont respectivement les vitesses absolues à l'entrée et à la sortie de l'aubage fixe

Avec : $V_2^2 - V_1^2 = (V_{u2} + V_{u1}) \Delta V_u \quad (6-21)$

Il en résulte :

$$1 - \epsilon = \frac{V_{u1} + V_{u2}}{2U} \quad (6-22)$$

D'après la relation (6-19) V_u est inversement proportionnelle à r , et comme U est proportionnelle à r , il vient que :

$$(1 - \epsilon) \cdot r^2 = Cte \quad (6-23)$$

- le degré de réaction ϵ en augmentant le long du rayon de

l'étage. Cette variation de ϵ se traduit par une augmentation de pression à l'aval de l'aube fixe, ce qui est bien conforme à la condition de l'équilibre radial.

Le choix d'un écoulement irrotationnel n'épuise pas toutes les solutions possibles dans ce domaine. D'une manière générale le choix du type d'écoulement dépend non seulement d'un bon rendement mais aussi de la facilité de réalisation des aubes et les qualités mécaniques de ces dernières.

VII. Refroidissement des aubes

Le but du refroidissement des aubes est de maintenir la température de la surface du matériau à une valeur telle que la corrosion soit admissible et surtout de diminuer les contraintes thermiques. Les procédés de refroidissement les plus répandus sont :

— Le refroidissement par convection (fig. 30.).

— Le refroidissement par film d'air (fig. 31.).

Dans le premier procédé le refroidissement est assuré par un écoulement d'air à l'intérieur de l'aube dans des canaux parallèles. Des changements de direction et des nervures longitudinales ont été prévus pour intensifier le refroidissement. Souvent on augmente le coefficient de transmission de la chaleur en réalisant des surfaces internes rugueuses. De même on utilise des nervures transversales et des entretoises. Il est à remarquer qu'un tel procédé augmente les pertes de charge, et son emploi est limité.

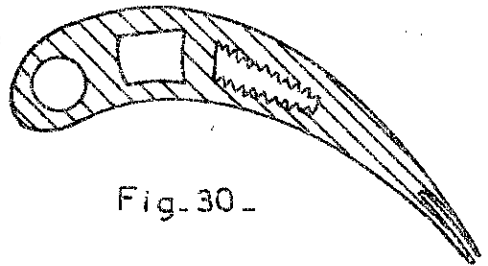


Fig. 30.

Aussi peut-on obtenir un refroidissement efficace en injectant sur la surface interne de l'aube l'agent de refroidissement. Un tel procédé est appelé refroidissement par effet d'impact.

Dans le second procédé l'air de refroidissement est envoyé à travers des orifices ou des fentes à la surface de l'aube. Ceci forme une couche protectrice autour de l'aube; la corrosion se trouve ainsi diminuée.

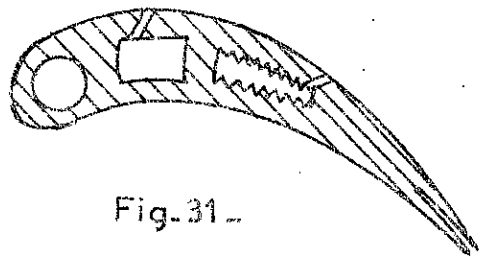


Fig. 31.

VIII. Propriétés des matériaux des aubes de turbine

Les aubes de la turbine sont soumises à des températures élevées et un rapport de pression également important. L'accroissement de température admissible est obtenu grâce aux progrès continus réalisés dans l'élaboration des matériaux résistant à la chaleur, et au moulage précis des aubes, résultats dus au développement prodigieux des moteurs à réaction. Les débits élevés et la nécessité de maîtriser les forts gradients de pression avec un nombre d'étages réduit, provoquent de grandes contraintes mécaniques sur les aubes mobiles. De plus l'oubage est soumis à l'action stationnaire et pulsatoire dues à l'écoulement gazeux, qui peuvent donner naissance à des contraintes de vibration dangereuses.

Les conditions auxquelles doivent satisfaire les métaux des aubes de turbines sont :

- _ La résistance à l'oxydation
- _ La résistance à l'action chimique
- _ La résistance mécanique (rupture, allongement)
- _ La résistance aux efforts prolongés
- _ La résistance au fluage

Le fluage est la déformation plastique lente du métal sous l'action d'une contrainte mécanique au delà d'une certaine limite de température. Cette déformation croît continuellement pendant toute la durée d'application de la charge et finit par provoquer la rupture de l'aube.

Enfin les matériaux utilisés dans les turbines doivent résister à la fatigue, car elle conduit à une diminution de la durée de vie des aubes.

IX. Matériaux

Les matériaux employés dans les aubages doivent satisfaire à un nombre de conditions parmi lesquelles :

- _ Les caractéristiques mécaniques à la température prévue en service
- _ La résistance à la corrosion

- La facilité de mise en oeuvre : coulabilité, forgeabilité et soudabilité.

- La vitesse de déformation par fluage doit être suffisamment faible.

Pour cela on emploie des aciers austénitiques réfractaires à 25 % de chrome et 20 % de nickel, dans le cas d'une température d'entrée de la turbine limitée à 900°K . Mais pour des températures supérieures à cette valeur on utilise des alliages austénitiques dont le métal de base est le nickel avec des éléments d'addition de 10 à 20 % de cobalt, tungstène ou de fer et des teneurs de quelques unités par cent d'aluminium, titane, molybdène, niobium ou tantale, ainsi que des additions éventuelles de bore et de zirconium.

D'autre part les aubes peuvent subir un traitement qui consiste à les revêtir d'une couche protectrice, par exemple, diffusion de chrome et d'aluminium (chromaluminisation).

Actuellement on emploie l'alliage anglais « Nimonic », où l'on distingue plusieurs catégories qui sont :

- Nimonic 80 : 75 % Ni, 20 % Cr le reste étant du fer, manganèse, silicium et aluminium.

- Nimonic 80A : Cet alliage est caractérisé par une coulé particulièrement réussie

- Nimonic 90 : Cet alliage est très récent, il contient 55% - 80 % Ni et 20 % cobalt.

Récemment, l'une des solutions envisagées consiste à employer un métal résistant bien aux températures élevées (par exemple le molybdène), et à le protéger contre toute action chimique à l'aide d'un revêtement en matière céramique. Dans d'autres cas le métal inférieur supprimé et les aubes sont exécutées entièrement en matière céramique.

CH. VII

CALCUL DE LA TURBINE

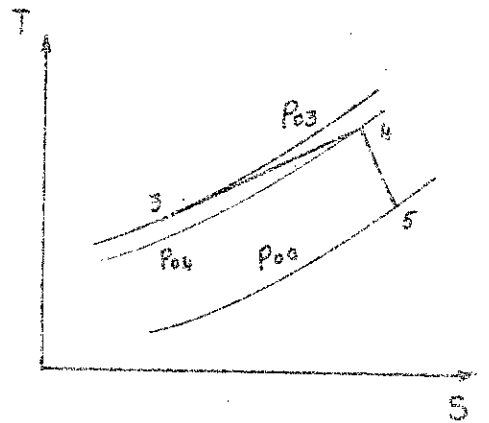
Les paramètres caractérisant l'entrée de la turbine sont :

Pression totale (bar)	$P_{04} = 4,691$
Pression statique (bar)	$P_4 = 4,245$
Température statique ($^{\circ}K$)	$T_4 = 959,738$
Température totale ($^{\circ}K$)	$T_{04} = 964$
Masse volumique (Kg/m^3)	$\rho_4 = 1,345$
Nombre de Mach	$M_4 = 0,388$
Vitesse du mélange gazeux (m/s)	$V_4 = 252,593$
Débit-masse du mélange gazeux (Kg/s)	$\dot{m} = 80 (1 + 1/75)$

I. Calcul thermodynamique

1-1 Taux de détente

La détente réelle se fait entre les pressions P_{04} et P_{0a} (pression atmosphérique), et non pas entre les pressions P_{03} et P_{0a} , du fait de la chute de pression dans la chambre de combustion. Le taux de détente sera donc :



$$\tau_d = \frac{P_{0a}}{P_{04}} = \frac{1,013}{4,691} = 0,216$$

$$\tau_d = 0,216$$

1-2 Variation d'enthalpie totale

D'après la relation (6-9) on a :

$$\Delta H_{0r} = \bar{c}_p T_{04} \left(1 - \tau_d^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

Or la relation (6-10) nous donne :

$$\frac{k-1}{k} = \eta_p \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

Le rendement adiabatique des turbines modernes varie entre 0,85 et 0,9 [14], d'où η_p varie de 0,83 à 0,89. On adoptera alors :

$$\eta_p = 0,86$$

Il vient que :

$$\frac{k-1}{k} = 0,86 \frac{1,343 - 1}{1,343} = 0,2196$$

$$\frac{k-1}{k} = 0,2196$$

D'où : $k = 1,281$

$$k = 1,281$$

Par suite :

$$\Delta H_{or} = 1238,555 : 964 \cdot \left[1 - (0,2196) \right] = 341,282 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta H_{or} = 341,282 \text{ KJ/Kg}$$

1-3 - Détermination du nombre d'étages

La détermination du nombre d'étages de la turbine se fait de la même manière que celle dans le cas du compresseur, où on a défini le coefficient manométrique μ . Dans le cas de la turbine axiale ce coefficient a pour valeur maximale 2[5]. En conservant le rayon moyen du compresseur on aura :

$$\eta_{\min} = \frac{\Delta H_{or}}{\Delta H_{oe}} = \frac{\Delta H_{or}}{\mu U^2} = \frac{341,282 \cdot 10^3}{2 \cdot (211,115)^2} = 3,83$$

On doit prendre alors : $n = 4$ étages

$$n = 4$$

La diminution d'enthalpie par étage sera donc :

$$\Delta H_{oe} = \frac{\Delta H_{or}}{4} = \frac{341,282}{4} = 85,320 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta H_{oe} = 85,320 \text{ KJ/Kg}$$

Le coefficient manométrique devient :

$$\mu = \frac{\Delta H_{oe}}{U^2} = \frac{85,320 \cdot 10^3}{(211,115)^2} = 1,914$$

$$\mu = 1,914$$

La diminution de température par étage est donc :

$$\Delta T_{oe} = \frac{\Delta H_{oe}}{C_p} = \frac{85,320 \cdot 10^3}{1238,555} = 68,888 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{oe} = 68,888 \text{ }^\circ\text{K}$$

1-4 - Triangle des vitesses

Le degré de réaction étant égal à 0,5 ; donc les triangles des vitesses dans les aubages mobiles et les aubages fixes sont symétriques.

D'après la Fig. 3-2 - il vient que :

$$\tan \beta_m = \frac{V_o}{U/2} = \frac{252,593}{211,115/2} = 2,393$$

D'où : $\beta_m = 67,320^\circ = 67^\circ 19'$

$$\beta_m = 67^\circ 19'$$

La vitesse moyenne sera :

$$V_m = W_m = \frac{V_a}{\sin \beta_m} = \frac{252,593}{\sin 67,32} = 273,762 \text{ m/s}$$

La variation de la vitesse tangentielle est alors :

$$\Delta V_u = V_{IIu} - V_{IIIu} = \frac{\Delta H_{oe}}{U} = \frac{85,320 \cdot 10^3}{211,115} = 404,142 \text{ m/s}$$

D'où :

$$V_{IIu} = \frac{U}{2} + \frac{\Delta V_u}{2} = \frac{211,115}{2} + \frac{404,142}{2} = 307,629 \text{ m/s}$$

$$V_{II} = \sqrt{V_{IIu}^2 + V_a^2} = \sqrt{(307,629)^2 + (252,593)^2} = 398,043 \text{ m/s}$$

Et :

$$V_{IIIu} = \frac{U}{2} - \frac{\Delta V_u}{2} = \frac{211,115}{2} - \frac{404,142}{2} = -96,514 \text{ m/s}$$

$$V_{III} = \sqrt{V_{IIIu}^2 + V_a^2} = \sqrt{(-96,514)^2 + (252,593)^2} = 270,404 \text{ m/s}$$

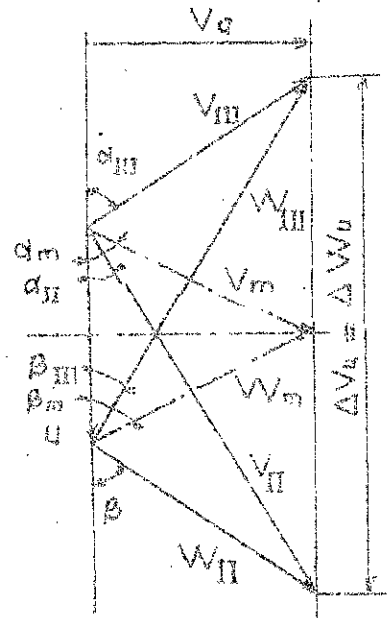


Fig. 32

Les angles α_{II} et α_{III} sont donc :

$$\operatorname{tg} \alpha_{II} = \frac{V_a}{V_{IIu}} = \frac{252,593}{307,629} = 0,821$$

$$\alpha_{II} = 39,383^\circ = 39^\circ 23'$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{III} = \frac{V_a}{V_{IIIu}} = \frac{252,593}{-96,514} = -2,617$$

$$\alpha_{III} = -69,089^\circ = -69^\circ 5'$$

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau suivant :

Paramètres	Entrée (rotor)	Sortie (rotor)
Vitesse absolue..... (m/s)	$V_{II} = 398,043$	$V_{III} = 270,404$
Vitesse relative..... (m/s)	$W_{II} = 270,404$	$W_{III} = 398,043$
Angle α (°)	$\alpha_{II} = 39,383$	$\alpha_{III} = -69,089$
Angle β (°)	$\beta_{II} = -69,089$	$\beta_{III} = 39,383$

1-5 - Calcul des grilles d'entrée et de sortie

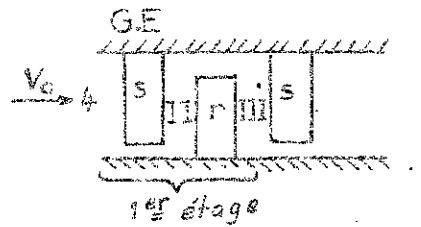
La turbine comporte à l'entrée une grille d'aubes fixes, qui permet de donner au fluide, entrant axialement, une orientation correspondant à celle de la grille d'aubes mobiles du premier étage. Une autre grille d'aubes fixes le ramène à une direction sensiblement axiale à la sortie de la turbine. Cette grille d'aubes est dite grille de sortie ou redresseur.

1-51 - Grille d'entrée

En appliquant l'équation d'énergie à la grille d'entrée on aura :

$$(H_{II} - H_4) + \frac{1}{2} (V_{II}^2 - V_4^2) = 0$$

D'où : $H_{II} - H_4 = -\frac{1}{2} (V_{II}^2 - V_4^2) = -\frac{1}{2} [(398,043)^2 - (252,533)^2] = -47377,654 \text{ J/kg}$



$$H_{II} - H_4 = -47377,654 \text{ J/kg}$$

La chute de température dans la grille d'entrée est donc :

$$\Delta T_{g.e} = \frac{H_{II} - H_4}{c_p} = \frac{-47377,654}{1238,535} = -38,205 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{g.e} = -38,205 \text{ } ^\circ\text{K}$$

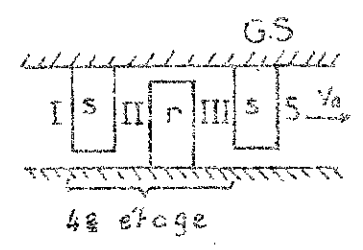
1-52 Grille de sortie

La variation d'enthalpie à travers la grille de sortie est donnée par :

$$H_5 - H_{III} = -\frac{1}{2} (V_5^2 - V_{III}^2) = -\frac{1}{2} (V_0^2 - V_{III}^2)$$

D'où :

$$H_5 - H_{III} = -\frac{1}{2} [(252,533)^2 - (270,404)^2] = 4657,431 \text{ J/kg}$$



$$H_5 - H_{III} = 4657,431 \text{ J/kg}$$

L'augmentation de température est donc :

$$\Delta T_{g.s} = \frac{H_5 - H_{III}}{c_p} = \frac{4657,431}{1238,535} = 3,760 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{g.s} = 3,760 \text{ } ^\circ\text{K}$$

1-6 - Variation d'enthalpie dans le rotor et le stator.

En appliquant l'équation d'énergie entre l'entrée et la sortie

de la turbine on aura :

$$\Delta H_{0r} = \Delta H_r + \frac{1}{2} (V_5^2 - V_4^2)$$

Or : $V_4 = V_5 = V_a$

D'où : $\Delta H_{0r} = \Delta H_r$

De même pour un étage de la turbine la variation d'enthalpie totale est égale à celle statique, du fait de l'égalité des vitesses d'entrée et de sortie. Donc :

$$\Delta H_{0e} = \Delta H_e$$

Comme le degré de réaction est égal à 0,5, les variations d'enthalpie dans le rotor et le stator sont égales. Donc :

$$\Delta H_{rot} = \Delta H_{st} = \frac{\Delta H_e}{2} = \frac{85,320}{2} = 42,660 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta H_{rot} = \Delta H_{st} = 42,660 \text{ KJ/Kg}$$

La variation de température sera donc :

$$\Delta T_{rot} = \Delta T_{st} = \frac{\Delta H_e}{2 \bar{c}_p} = \frac{85,320 \cdot 10^3}{2 \cdot 1238,535} = 34,444 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\Delta T_{rot} = \Delta T_{st} = 34,444 \text{ } ^\circ\text{K}$$

17- Températures totale et statique à la sortie de la turbine

La température totale est donnée par la relation :

$$\frac{T_{05}}{T_{04}} = \left(\frac{P_{05}}{P_{04}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \tau_d^{\frac{k-1}{k}}$$

D'où :

$$T_{05} = T_{04} \tau_d^{\frac{k-1}{k}} = 964 (0,216)^{0,2196} = 688,447 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{05} = 688,447 \text{ } ^\circ\text{K}$$

La température statique est donnée par :

$$T_5 = T_0 + \Delta T_{g-e} - \Delta T_{rot} - 3(\Delta T_e) + \Delta T_{g-s}$$

$$T_5 = 939,738 - 38,205 - 34,444 - 3(68,888) + 3,760 = 664,185 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_5 = 664,185 \text{ } ^\circ\text{K}$$

18- Nombre de Mach à la sortie

D'après la relation (A-7) on aura :

$$M_5 = \sqrt{\left(\frac{T_{05}}{T_5} - 1 \right) \frac{2}{\gamma - 1}} = \sqrt{\left(\frac{688,447}{664,185} - 1 \right) \frac{2}{1,343 - 1}} = 0,462$$

$$M_5 = 0,462$$

Les caractéristiques du fluide ainsi que la hauteur des aubes pour chaque étage seront données par le tableau T-1. Et on donne dans ce qui suit la méthode de calcul.

— Températures totales à l'entrée et à la sortie d'un étage i .

$$T_{0I} = T_{0III} \Big|_{i-1}$$

$$T_{0III} = T_{0III} \Big|_{i-1} - \Delta T_{0e}$$

— Taux de détente par étage.

$$\tau_i = \left[1 - \frac{\Delta T_{0e}}{T_{0I} \Big|_i} \right]^{k/k-1}$$

— Nombre de Mach à la sortie d'un étage i .

$$M_{III} \Big|_i = \left[\left(\frac{T_{0III} \Big|_i}{T_{III} \Big|_i} - 1 \right) \frac{2}{\gamma_i - 1} \right]^{1/2}$$

— Pression totale à la sortie d'un étage i .

$$P_{0III} \Big|_i = P_{0III} \Big|_{i-1} \tau_i$$

— Pression statique à la sortie d'un étage i .

$$P_{III} \Big|_i = P_{0III} \Big|_i \left[1 + \frac{\gamma_i - 1}{2} M_{III} \Big|_i^2 \right]^{-k/k-1}$$

— Masse volumique à la sortie d'un étage i .

$$\rho_{III} \Big|_i = \frac{P_{III} \Big|_i}{r T_{III} \Big|_i}$$

— Hauteur des aubes.

$$h_{III} \Big|_i = \frac{m_a (1 + g)}{\rho_{III} \Big|_i 2\pi r_m V_a} = \frac{0,07601}{\rho_{III} \Big|_i}$$

	T_{0I} °K	Z_i	T_{0III} °K	T_{III} °K	M_{III}	P_{0III} bar	P_{III} bar	ρ_{III} kg/m ³	h_{III} mm
Entrée	964	—	964	939,738	0,388	4,691	4,245	1,345	56,573
Grille d'entrée	964	—	964	901,533	0,636	4,691	3,458	1,142	66,651
Sortie 1 ^{er} étage	—	0,7135	895,112	867,089	0,434	3,347	2,902	0,997	76,273
2 ^e =	895,112	0,6945	826,224	798,201	0,452	2,324	1,986	0,747	102,563
3 ^e =	826,224	0,6726	757,335	729,313	0,473	1,564	1,317	0,538	147,337
4 ^e =	757,335	0,6478	688,447	660,425	0,497	1,073	0,838	0,378	201,071
Grille desortie	688,447	—	688,447	664,185	0,462	1,073	0,860	0,386	197,056

Tableau 7.1

II - Calcul dynamique

Le calcul dynamique consiste à déterminer les efforts agissent sur les aubes de la turbine. Ces efforts sont dus à l'écoulement du mélange gazeux et à l'effet de rotation. La force agissant sur une aube de turbine a trois composantes:

- La force tangentielle F_u
- La force axiale F_a
- La force centrifuge F_c (direction radiale).

2.1 - Force tangentielle F_u

La variation de la vitesse tangentielle engendre une force tangentielle, donc un couple moteur C_u donné par

$$C_u = F_u \cdot r_m \quad (7-1)$$

Le travail fourni par la turbine est alors:

$$W_u = \frac{C_u \cdot \omega}{\dot{m}} \quad (7-2)$$

En remplaçant C_u par sa valeur on aura:

$$W_u = \frac{F_u \cdot r_m \cdot \omega}{\dot{m}} \quad (7-3)$$

Pour un nombre d'étages n on a:

$$W_{u,t} = n \frac{F_u \cdot r_m \cdot \omega}{\dot{m}} \quad (7-4)$$

Or : $U = r_m \omega$

D'où : $W_{u,t} = n \frac{F_u U}{\dot{m}} \quad (7-5)$

D'autre part le travail de la turbine peut s'exprimer par:

$$W_{u,t} = n C_p \Delta T_{0e} \quad (7-6)$$

En égalisant les relations (7-5) et (7-6) on obtient:

$$F_u = \frac{\dot{m} C_p \Delta T_{0e}}{U} \quad (7-7)$$

La force totale sera donc:

$$F_{u,t} = n \frac{\dot{m} C_p \Delta T_{0e}}{U} \quad (7-8)$$

Il vient que: $F_{u,t} = 4 \cdot \frac{81,067 \times 1238,535 \times 68,988}{244,445} = 131\,049,95 \text{ N}$

$F_{u,t} = 131,050 \text{ KN}$

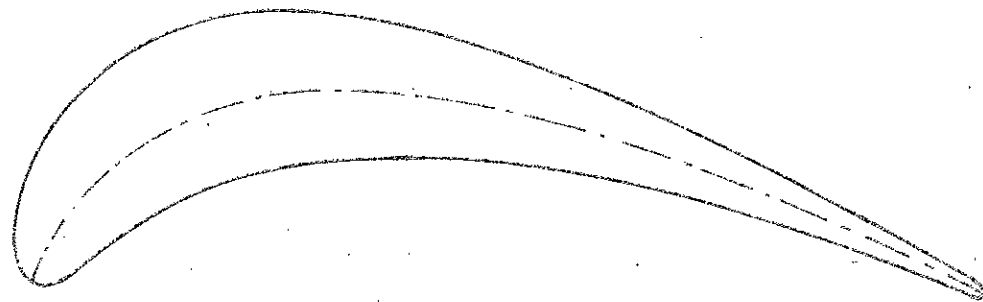


Fig. 33. PROFIL D'AUBE DE LA TURBINE

ECHELLE : 1,5

Le couple moteur sera donc :

$$C_{u,t} = F_{u,t} \times r_m = 131049,95 \times 0,672 = 88065,56 \text{ Nm} \quad \boxed{C_{u,t} = 88,06630^3 \text{ N.m}}$$

2.2. Force axiale

La force axiale résulte de la variation de pression statique à travers une grille d'aubes mobiles (rotor). Donc pour un étage i de la turbine on a :

$$F_{a,i} = 2\pi r_m h_{m,i} \cdot \Delta P_{r,i}$$

Où : h_m est la hauteur moyenne des aubes dans le rotor

ΔP_r est la variation de pression statique dans le rotor.

Les résultats obtenus sont résumés dans le tableau -7-2-. Et dans ce qui suit on donne la méthode de calcul.

— Température statique à l'entrée du rotor.

$$T_{II,i} = T_I,i - \Delta T_{st}$$

ΔT_{st} est la variation de température dans le stator.

— Nombre de Mach à l'entrée du rotor.

$$M_{II,i} = \sqrt{\left(\frac{T_{0II,i}}{T_{II,i}} - 1\right) \frac{2}{\gamma - 1}} \quad \text{Avec } \gamma = 1,343$$

— Pression statique à l'entrée du rotor.

$$P_{II,i} = P_{0II,i} \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{II,i}^2 \right]^{-\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

— Variation de pression dans le rotor.

$$\Delta P_{r,i} = P_{II,i} - P_{III,i}$$

— Hauteur moyenne des aubes.

$$h_{m,i} = \frac{h_{II,i} + h_{III,i}}{2}$$

$$\text{Avec : } h_{II,i} = \frac{m}{2\pi r_m v_a} \cdot \frac{1}{\rho_{II,i}} = \frac{0,07501}{\rho_{II,i}}$$

$$\text{Et : } \rho_{III,i} = \frac{P_{III,i}}{r T_{III,i}}$$

Les valeurs de $T_{0II,i}$, $P_{0II,i}$, $P_{III,i}$, $\rho_{III,i}$, $h_{III,i}$ sont tirées du tableau -7-1-.

La force axiale totale dans les aubages mobiles est donc :

$$F_{a,t} = \sum_{i=1}^4 F_{a,i} = 67,734 \text{ KN}$$

$$\boxed{F_{a,t} = 67,734 \text{ KN}}$$

Comme le degré de réaction est égal à 0,5; la force axiale totale dans la turbine est alors:

$$F_{a.T} = 2 F_{a.t} = 2 \cdot 67,734 = 135,468 \text{ kN}$$

$$F_{a.T} = 135,468 \text{ kN}$$

Etages	1	2	3	4
T_{0II} (°K)	964	895,142	826,224	757,335
T_{II} (°K)	901,533	832,645	763,757	694,869
M_{II} (—)	0,636	0,661	0,691	0,724
P_{0II} (bar)	4,691	3,347	2,324	1,564
P_{II} (bar)	3,458	2,408	1,625	1,057
P_{III} (bar)	2,902	1,986	1,317	0,838
ΔP_r (bar)	0,5560	0,4213	0,3079	0,2184
ρ_{II} (kg/m ³)	1,142	0,861	0,634	0,453
ρ_{III} (kg/m ³)	0,997	0,741	0,538	0,378
h_{II} (mm)	66,551	88,268	119,964	167,843
h_{III} (mm)	76,273	102,563	141,337	201,077
h_m (mm)	71,412	95,415	130,650	184,457
F_a (N)	16766,013	16973,722	16987,737	17006,192

Tableau 7-2

2-3_ Force centrifuge

La force centrifuge dépend de la masse de l'aube et de la vitesse périphérique. Si m est la masse de l'aube, r_m le rayon moyen et ω la vitesse angulaire on a :

$$F_c = m \omega^2 r_m \quad (7-9)$$

Or : $m = \rho_M S_a h \quad (7-10)$

Par suite : $F_c = \rho_M S_a h \omega^2 r_m \quad (7-11)$

Où :

S_a est la section transversale de l'aube.

ρ_M est la masse volumique du matériau utilisé.

h est la hauteur de l'aube.

Or :

$$\omega = \frac{\pi N}{30} \quad \text{et} \quad N = 3000 \text{ tr/min}$$

Alors :

$$F_c = (100\pi)^2 \rho_M S_a h r_m \quad (7-12)$$

Par planimétrie de la section d'aube de la fig_33_ on obtient :

$$S_a = 11,40 \text{ cm}^2$$

Si on choisit un matériau Ni-Cr (90% Ni, 10% Cr), pour les aubes de la turbine on a d'après la référence [20] :

$$\rho_M = 8666 \text{ Kg/m}^3$$

En prenant h_m comme hauteur moyenne des aubes du rotor, on obtient les résultats donnés par le tableau_7-3_, pour les différents étages de la turbine.

	1	2	3	4
h_m (mm)	71,472	95,475	130,660	124,657
$\frac{F}{\rho_M}$ $\left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{Kg}}\right)$	5,403	7,219	9,884	13,956
F_c (N)	46 818,517	62 555,295	85 655,90	120 767,35

24 Remarques

1. Le choix du matériau rentre dans le cadre d'une étude de construction qui n'est pas l'objet de notre étude. On est limité donc au calcul de la force centrifuge spécifique. Le calcul de la force centrifuge a été donné à titre d'exemple pour évaluer l'ordre de grandeur.
2. En réalité l'aube est creuse, donc sa section est nettement inférieure à celle obtenue par planimétrie, et par conséquent la force centrifuge est nettement inférieure à celle trouvée.

I - Principe et intérêt du récupérateur

Le récupérateur est un échangeur thermique permettant de réaliser une transmission de chaleur entre les gaz d'échappement de la turbine et l'air refoulé par le compresseur. Grâce à cet échange de chaleur, qui bien entendu n'est possible que si la température des gaz détendus est supérieure à celle de l'air comprimé; la température de l'air entrant dans la chambre de combustion augmente. Ceci conduit à une réduction de la quantité de chaleur dépensée et par conséquent une amélioration du rendement.

II - Efficacité de l'échangeur

L'air comprimé entrant dans le récupérateur à la température T_3 sort à la température T_5 . Cette température peut à la limite atteindre la valeur T_6 , qui est celle de la température des gaz détendus dans la turbine. Dans ce cas extrême, qui correspond à une surface de transmission infinie on dit que l'efficacité du récupérateur est égale à l'unité. D'une manière générale, l'efficacité ϵ est définie par l'expression :

$$\epsilon = \frac{T_6 - T_5}{T_6 - T_3}$$

Cette grandeur est donc le rapport de l'augmentation de température subie par le fluide (air), à celle qui serait réalisée dans un échangeur ayant une surface d'échange infinie.

La récupération de la chaleur disponible dans les gaz d'échappement conduit toujours à une amélioration du rendement. On devrait donc adopter pour l'efficacité du récupérateur une valeur très élevée. En fait une augmentation de l'efficacité conduit à des dimensions importantes du récupérateur et à une surface de transmission tendant vers l'infini. Ceci aura pour conséquence une augmentation des pertes de charge dans les écoulements de l'air et des gaz détendus, donc en plus

de l'encombrement, du prix de revient et des coûts d'entretien élevés, on a une diminution du travail spécifique ainsi que le rendement global de la turbine à gaz. Il en résulte que dans chaque cas particulier, il existe pour l'efficacité une valeur optimale qui dépend des conditions de fonctionnement de l'installation.

III. Construction des récupérateurs

Les récupérateurs sont habituellement constitués de faisceaux tubulaires dans lesquels circulent les gaz chauds. L'air comprimé circule autour de ces tubes. Généralement on utilise des récupérateurs à contre-courant. La température des parois ne dépasse jamais 400°C. Actuellement on emploie des récupérateurs avec des tubes à ailettes ondulées. Les coefficients d'échanges se trouvent alors plus élevés.

IV. Etude du cycle thermique avec récupération

4.1. Cycle théorique

Un tel cycle est représenté par la fig. 34 - dans le diagramme (T.S).

Du point de vue rendement le cycle (2-3-4-5) est équivalent au cycle (2-6-7-8), qui correspondrait à un taux de compression plus élevé mais sans récupération.

Le récupérateur étant considéré idéal donc : $T_{06} = T_{05}$

La présence du récupérateur n'exerce une influence que sur la dépense de chaleur et non sur le travail utile.

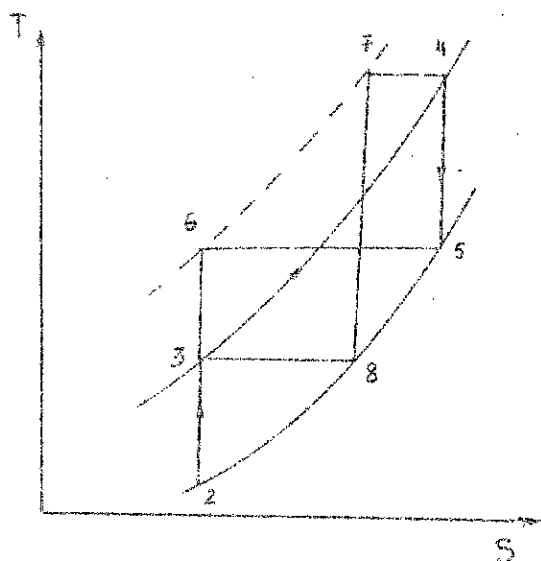
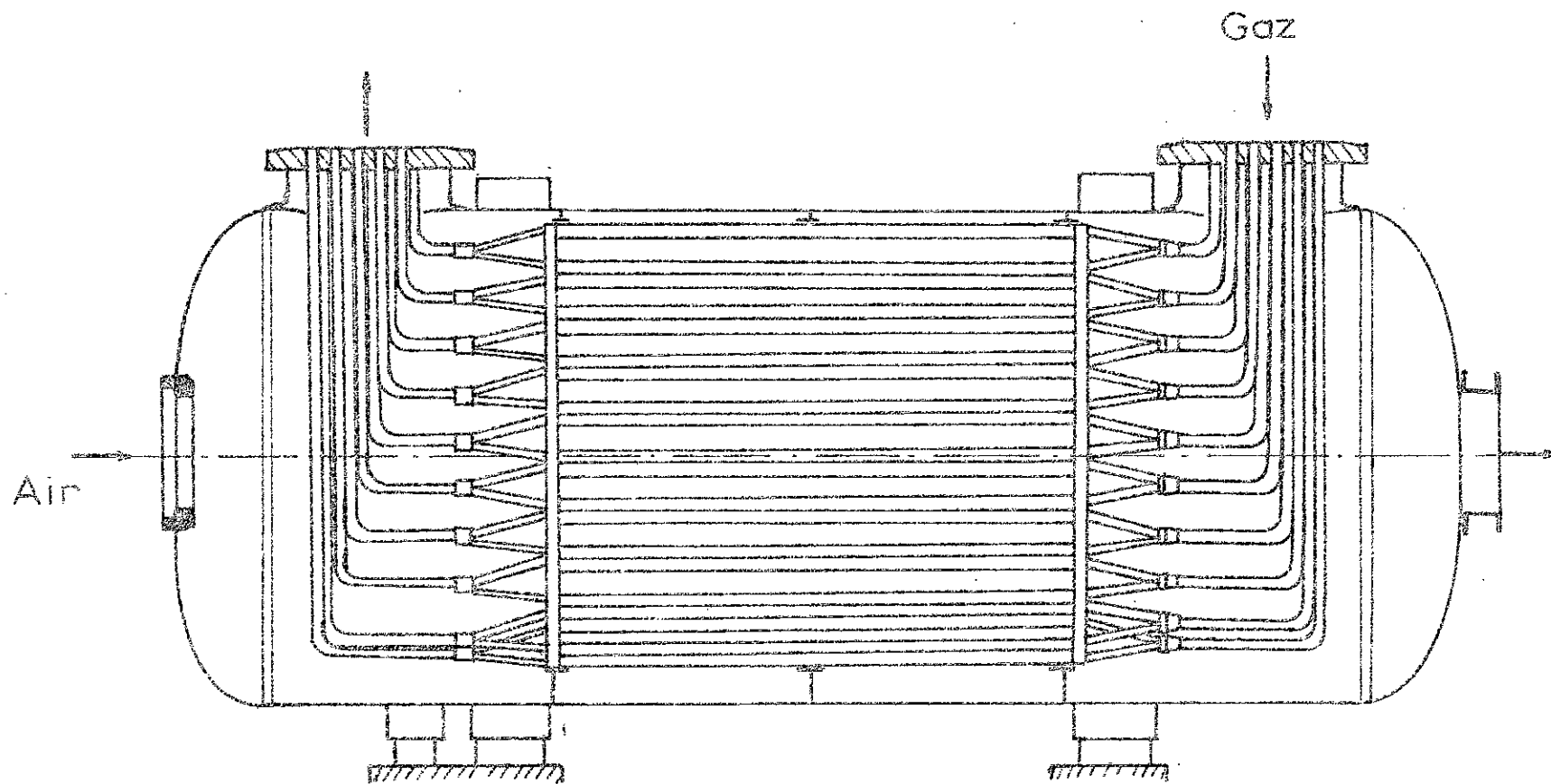


Fig. 34 -

- Quantité de chaleur dépensée

$$Q_d = \bar{C}_p (T_{04} - T_{06}) = \bar{C}_p T_{02} \beta \frac{r-1}{r} \quad (8-1)$$



Fig_35_Schéma d'un récupérateur de chaleur [4]

Où : $\beta = \frac{T_{04}}{T_{02}}$ et $r = \frac{T_{03}}{T_{02}}$

Or : $W_u = C_p T_{02} \frac{r-1}{r} (\beta - r)$ (8-2)

Le rendement du cycle théorique est alors :

$$\eta = \frac{W_u}{Q_d} = 1 - \frac{r}{\beta} \quad (8-3)$$

Ce rendement est représenté, pour une valeur β donnée, par une droite passant par :

• $\eta = 1 - \frac{1}{\beta}$ pour $r = 1$

et

• $\eta = 0$ pour $r = \beta$.

Au point M l'emploi du récupérateur est inutile car $T_{03} = T_{06}$.

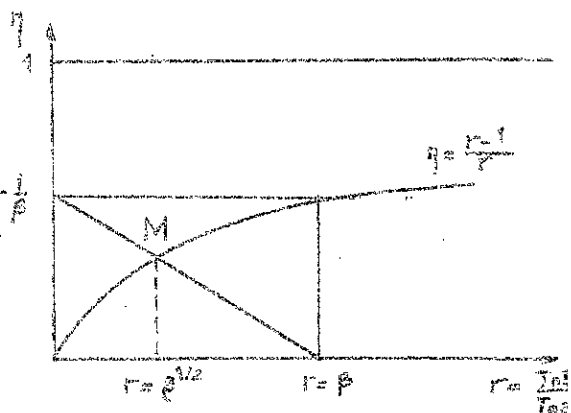


Fig-36-

4.2 - Cycle réel

Un tel cycle est caractérisé par les rendements de la turbine η_t et du compresseur η_c , ainsi que l'efficacité de l'échangeur.

Soient :

$$\eta_t = \frac{T_{04} - T_{05}}{T_{04} - T_{05}'}$$

$$\eta_c = \frac{T_{05}' - T_{02}}{T_{05} - T_{02}}$$

$$\epsilon = \frac{T_{06} - T_{03}}{T_{05} - T_{03}} \quad (8-4)$$

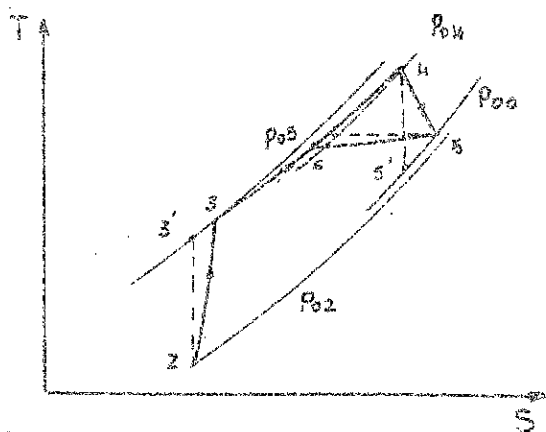


Fig-37-

Le travail du compresseur est donné par :

$$W_c = \frac{C_p T_{02}}{\eta_c} (r - 1)$$

Où $r = \frac{T_{03}'}{T_{02}} = z \frac{\gamma-1}{\gamma}$

Le travail de la turbine est donné par :

$$W_t = C_p T_{02} \eta_t \beta \frac{z-1}{z}$$

Où $z = \frac{T_{04}}{T_{05}} = \left(\frac{1}{z_d}\right)^{\frac{\gamma-1}{\eta}}$

Le travail utile sera donc :

$$W_u = T_{02} \left(\bar{C}_p \eta_t \beta \frac{z-1}{z} - \frac{C_p}{\eta_c} (r-1) \right) \quad (8-5)$$

La quantité de chaleur dépensée est alors :

$$Q_d = \bar{C}_p (T_{04} - T_{06}) \quad (8-6)$$

$$\begin{aligned} T_{06} &= T_{02} + (T_{03} - T_{02}) + (T_{06} - T_{02}) \\ &= T_{02} + T_{02} \frac{r-1}{\eta_c} + \varepsilon (T_{05} - T_{03}) \end{aligned} \quad (8-7)$$

$$T_{05} = T_{04} - T_{04} \frac{z-1}{z} \eta_t = \beta T_{02} - \beta T_{02} \eta_t \frac{z-1}{z} \quad (8-8)$$

$$T_{03} = T_{02} + T_{02} \frac{r-1}{\eta_c} \quad (8-9)$$

En exprimant les températures T_{04} et T_{06} en fonction de la température T_{02} on aura :

$$Q_d = \bar{C}_p (T_{04} - T_{06}) = \bar{C}_p \left[\beta T_{02} - \left(T_{02} + T_{02} \frac{r-1}{\eta_c} + \varepsilon (T_{05} - T_{03}) \right) \right]$$

$$Q_d = \bar{C}_p T_{02} \left[\beta - \left(1 + \frac{r-1}{\eta_c} + \varepsilon \left(\beta - \beta \eta_t \frac{z-1}{z} - 1 - \frac{r-1}{\eta_c} \right) \right) \right]$$

Enfin on a :

$$Q_d = \bar{C}_p T_{02} \left[(\beta-1)(1-\varepsilon) - \frac{r-1}{\eta_c} (1-\varepsilon) + \varepsilon \beta \eta_t \frac{z-1}{z} \right] \quad (8-10)$$

— Rendement du cycle thermique

$$\eta = \frac{W_u}{Q_d} = \frac{\bar{C}_p \eta_t \beta \frac{z-1}{z} - \frac{\bar{C}_p}{\eta_c} (r-1)}{\bar{C}_p \left[(\beta-1)(1-\varepsilon) - \frac{r-1}{\eta_c} (1-\varepsilon) + \varepsilon \beta \eta_t \frac{z-1}{z} \right]} \quad (8-11)$$

En divisant le numérateur et le dénominateur par \bar{C}_p on aura :

$$\eta = \frac{\eta_t \beta \frac{z-1}{z} - \frac{C_p}{\bar{C}_p} \frac{r-1}{\eta_c}}{(\beta-1)(1-\varepsilon) - \frac{r-1}{\eta_c} (1-\varepsilon) + \varepsilon \beta \eta_t \frac{z-1}{z}} \quad (8-12)$$

Si on introduit les rendements polytropiques de la compression et de la détente on aura :

$$\eta_c = \frac{r-1}{r^{\gamma} \eta_{c-1}} \quad \eta_t = \frac{1 - (1/z)^{\gamma} \eta_{t-1}}{1 - 1/z}$$

- Travail utile

$$W_u = T_{02} \left[\bar{c}_p (1 - (1/z)^{\eta_{pc}}) - c_p (r^{\eta_{pc}} - 1) \right] \quad (8-13)$$

- Chaleur dépensée

$$Q_d = \bar{c}_p T_{02} \left[(\beta - 1)(1 - \epsilon) - (1 - \epsilon)(r^{\eta_{pc}} - 1) + \epsilon \beta (1 - (1/z)^{\eta_{pc}}) \right] \quad (8-14)$$

- Rendement

$$\eta = \frac{\beta (1 - (1/z)^{\eta_{pc}}) - \frac{c_p}{\bar{c}_p} (r^{\eta_{pc}} - 1)}{(\beta - 1)(1 - \epsilon) - (1 - \epsilon)(r^{\eta_{pc}} - 1) + \epsilon \beta (1 - (1/z)^{\eta_{pc}})} \quad (8-15)$$

Cette expression donne le rendement thermique réel de la turbine à gaz. Elle tient compte de toutes les pertes dans les différents éléments de la turbine à gaz, ainsi que l'évolution du fluide dans l'installation.

V. Etude de l'échangeur

Dans l'étude d'un échangeur on cherche à obtenir une puissance donnée, avec la plus petite surface d'échange et le moins de pertes de charge possible, autrement dit un meilleur coût d'investissement et d'exploitation. De nombreux facteurs interviennent dans l'étude d'un échangeur tels que : l'encombrement, le poids, la corrosion et la normalisation. Ceci fait que le nombre de paramètres dont on dispose est généralement supérieur aux équations qui régissent le système. De plus certains paramètres de nature technologique ou économique, sont qualitatifs ou arbitraires et parfois contradictoires, ce qui nécessite des compromis. L'étude complète d'un échangeur fait appel à plusieurs disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie etc...). Dans notre calcul on se limitera à l'aspect thermique de l'étude.

5.1- Aspect thermique

Cet aspect a pour objet l'évaluation des performances thermiques de l'échangeur en se limitant au régime permanent de fonctionnement.

Deux méthodes de calcul sont utilisées :

1. Méthode de la moyenne logarithmique de la différence de température
2. Méthode du « nombre d'unité de transfert » NUT.

La première méthode n'est applicable que dans le cas où on connaît déjà les températures des fluides à la sortie de l'échangeur, alors que la méthode NUT permet d'évaluer ces températures connaissant certains paramètres, comme la nature des fluides, la surface d'échange et les régimes des écoulements des fluides. Dans notre calcul on va donc utiliser cette méthode.

Suivant la direction des écoulements, on distingue plusieurs catégories d'échangeurs qui sont :

- A courants parallèles : Les deux écoulements sont dirigés dans le même sens
- A contre-courant : Les deux écoulements sont de sens contraires
- A courants croisés : Les deux écoulements sont perpendiculaires.

L'expérience a montré qu'un échangeur à contre-courant donne de bonnes performances. Ainsi on adoptera un tel type d'échangeur.

5-2. Distribution de température dans un échangeur à contre-courant

Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur. La fig. 38 donne l'allure de la distribution de température dans un échangeur à contre-courant. On a porté en abscisse la surface d'échange variant de zéro (à l'entrée) jusqu'à sa valeur totale S (à la sortie). Les températures sont repérées à l'aide d'indices, e signifiant entrée et s sortie, c désigne le fluide chaud et f le fluide froid.

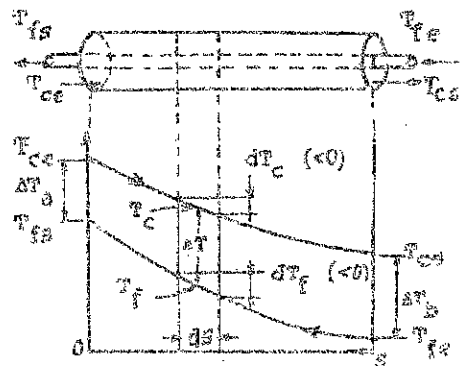


Fig. 38.

On remarque que dans le cas d'un échangeur à contre-courant, la température de sortie du fluide froid peut être supérieure à celle de sortie du fluide chaud. Cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échangeur thermique.

5.3. Equation de l'échange local

Le flux échangé à travers un élément de surface dS , entre les deux fluides chaud et froid s'écrit :

$$d\phi = K dS (T_c - T_f) \quad (8-16)$$

Où K est le coefficient global d'échange entre les deux fluides au niveau de l'élément dS ($W/m^2 \cdot K$).

Le flux de chaleur $d\phi$ transmis du fluide chaud au fluide froid à travers dS peut s'écrire aussi de la manière suivante.

$$d\phi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c = -\dot{m}_f C_{pf} dT_f \quad (8-17)$$

\dot{m}_c et \dot{m}_f sont les débits massiques des deux fluides.

C_{pc} et C_{pf} sont les chaleurs massiques à pression constante des deux fluides.

De l'équation (8-17) on aura :

$$dT_c = -\frac{d\phi}{\dot{m}_c C_{pc}} \quad \text{et} \quad dT_f = -\frac{d\phi}{\dot{m}_f C_{pf}} \quad (8-18)$$

$$\text{D'où :} \quad dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\phi \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) \quad (8-19)$$

Des équations (8-16) et (8-19) il vient que :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -K dS \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right) \quad (8-20)$$

En supposant que K reste constant le long de la section d'échange, l'intégrale de cette équation pour un échangeur à contre-courant est alors :

$$\ln \left[\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right] = -KS \left[\frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{pf}} \right] \quad (8-21)$$

Le flux échangé peut être exprimé en fonction des températures

d'entrée et de sortie du fluide. Donc :

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (8-22)$$

$$\text{D'où : } C_c = \dot{m}_c C_{pc} = \frac{\dot{Q}}{T_{ce} - T_{cs}} \quad (8-23)$$

$$C_f = \dot{m}_f C_{pf} = \frac{\dot{Q}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (8-24)$$

C_c et C_f sont respectivement les capacités calorifiques des fluides chaud et froid. En remplaçant les capacités calorifiques par leur expression dans (8-21) on aura :

$$\dot{Q} = K S \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \left[\frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})} \right]} \quad (8-25)$$

(W)

5-4 - Evaluation du coefficient d'échange global K.

Le transfert de chaleur dans un échangeur se fait suivant trois formes :

- Convection forcée fluide chaud - paroi (h_c).
- Conduction à travers la paroi (λ).
- Convection forcée paroi - fluide froid (h_f).

h et λ sont respectivement les coefficients d'échange de chaleur par convection et par conduction.

L'échangeur est constitué de tubes cylindriques qui sont généralement ailetés (fig. 39). Nous allons alors évaluer le coefficient d'échange global pour un tube de longueur L .

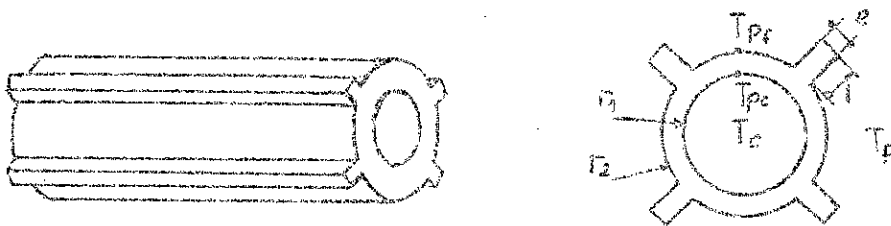


Fig. 39 - Tube aileté [10]

T_{pc} et T_{pe} sont respectivement les températures des parois intérieure et extérieure du tube (respectivement côté chaud et côté froid). r_1 et r_2 sont respectivement les rayons intérieur et extérieur du tube.

e et l sont respectivement l'épaisseur et la longueur des ailettes.
On pose :

$$K = K_S$$

K est le coefficient d'échange global relatif à la totalité de la surface d'échange S .

Le flux de chaleur échangé entre les deux fluides (chaud et froid) est donné par :

$$\Phi = K (T_c - T_f) \quad (8-26)$$

Avec :

$$K = \frac{1}{R_{c1} + R + R_{c2}} \quad (8-27)$$

R_{c1} : est la résistance thermique relative à l'échange par convection sur la paroi intérieure du tube

R : est la résistance thermique relative à l'échange par conduction dans la paroi du tube sans ailettes

R_{c2} : est la résistance thermique relative à l'échange par convection sur la surface ailetée.

Comme les dimensions des ailettes sont relativement faibles devant celles de la paroi du tube ; la conduction dans les ailettes est négligeable.

Le tube étant cylindrique, il vient que [10] :

$$R_{c1} = \frac{1}{2\pi r_1 l h_c} \quad (8-28)$$

$$R = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \lambda L} \quad (8-29)$$

Pour une surface ailetée on écrit [10] :

$$\Phi = \eta \Phi_{\max} = \eta h_f 2\pi r_2 (1 + S_a/S_f) (T_{pf} - T_f) \quad (8-30)$$

Où :

η est le coefficient d'efficacité d'une ailette, il varie de 0 à 1.
Il est donné par la relation [10] :

$$\eta = \frac{1 + E(S_a/S_f)}{1 + (S_a/S_f)} \quad (8-31)$$

Où : E est l'efficacité de l'ailette, donnée par [10] :

$$E = \frac{th(\alpha l) + h_f/(\lambda \alpha)}{\alpha l + (h_f/\lambda) th(\alpha l)} \approx \frac{th(\alpha l)}{\alpha l} \quad (8-32)$$

α caractérise la rapidité avec laquelle l'échauffement s'estompe

le long du tube. Elle est donnée par [10] :

$$\alpha = [2 h_f / \lambda e]^{1/2} \quad (8-33)$$

S_a est la surface totale des ailettes.

S_t est la surface latérale du tube.

On a d'après la référence [10] :

$$\frac{S_a}{S_t} = \frac{N(2.1 + e)}{2\pi r_1} \quad (8-34)$$

On peut exprimer le flux de chaleur par :

$$\Phi = \frac{T_{p2} - T_f}{R_{cz}} \quad (8-35)$$

D'où :

$$R_{cz} = \frac{1}{\eta h_f 2\pi r_2 (1 + S_a/S_t) L} \quad (8-36)$$

Enfin :

$$K = \left[\frac{1}{2\pi r_1 L h_c} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \lambda L} + \frac{1}{L \eta h_f 2\pi r_2 (1 + S_a/S_t)} \right]^{-1} \quad (8-37)$$

Dans le cas réel au bout d'un certain temps de fonctionnement de l'appareil, la paroi d'échange est recouverte de part et d'autre d'un film d'encrassement dû aux dépôts de salissures et de suie de conductivité relativement faible comparée à celle du métal. Ce film introduit une couche isolante supplémentaire s'opposant au transfert de chaleur. Les performances de l'échangeur se trouvent alors diminuées. On doit donc tenir compte de la résistance d'encrassement dans l'évaluation du coefficient K . On aura alors :

$$K = \left[\frac{1}{2\pi r_1 L h_c} + \frac{R_{ec}}{2\pi r_1 L} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \lambda L} + \frac{1}{L \eta h_f 2\pi r_2 (1 + S_a/S_t)} + \frac{R_{ef}}{2\pi r_2 L} \right]^{-1} \quad (8-38)$$

Pour l'air industriel : $R_{ec} = R_{ef} = R_e = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ [10].

5-5 - Evaluation des coefficients d'échange des fluides par convection h_c et h_f .

Pour l'évaluation du coefficient d'échange par convection, on doit suivre la démarche pratique suivante :

1. On évalue le nombre de Prandtl de chaque écoulement, soit :

$$Pr = \mu C_p / \lambda \quad (8-39)$$

Où:

μ est la viscosité dynamique (Kg/m.s)

λ est la conductivité thermique (W/m².K)

2- On calcul le nombre de Reynolds de chaque écoulement

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad (8-40)$$

Où D_h est le diamètre hydraulique.

3- La connaissance de Pr et Re permet d'en déduire le nombre de Nusselt défini par:

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (8-41)$$

A partir du nombre de Nusselt on tire la valeur de h .

Dans le cas de l'écoulement dans les tubes on a deux régimes:

a- Régime laminaire : $Re < 2100$.

$$Nu = 1,86 (Re Pr D/L)^{1/3} (\mu/\mu_p)^{0,14} \quad (8-42)$$

b- Régime turbulent : $Re > 10000$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} (\mu/\mu_p)^{0,14} \quad \text{(Seider et Tate)} \quad (8-43)$$

Le terme $(\mu/\mu_p)^{0,14}$ est une correction destinée à tenir compte des effets de chauffage et du refroidissement sur la viscosité du fluide, et par conséquent sur la distribution des vitesses dans la veine. Pour les gaz cette correction est négligée.

Dans le cas de l'écoulement dans la calandre (écoulement à l'extérieur des tubes), on emploie parmi les nombreuses formules proposées, la plus utilisée, pour le régime turbulent, celle de Donohue; donnée par [10]:

$$Nu = 0,22 Re^{0,6} Pr^{1/3} (\mu/\mu_p)^{0,14} \quad (8-44)$$

Avec:

$$Nu = \frac{h d_e}{\lambda} \quad \text{et} \quad Re = \frac{V d_e}{\nu} \quad (8-45)$$

d_e est le diamètre extérieur du tube.

Remarque:

Il est recommandé d'évaluer les propriétés du fluide à la température du film donnée par:

$$T_f = \frac{T_m + T_p}{2}$$

T_m est la température moyenne du fluide.

T_p est la température de la paroi du tube.

Dans notre cas, la température de la paroi est une inconnue, on évoluera les propriétés des fluides à la température moyenne.

5-6. Efficacité d'un échangeur à contre-courant

La méthode NUT attribuée à Nusselt utilise seulement les températures d'entrée des fluides. Pour cela on introduit la notion d'efficacité de l'échangeur définie par:

$$E = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} \quad (8-46)$$

$\Phi_{réel}$: est la puissance thermique réellement utilisée.

Φ_{max} : est la puissance thermique maximale obtenue avec un échangeur à contre-courant pur infiniment long et sans perte.

Dans ces conditions la température du fluide de plus faible capacité thermique ($C = \dot{m}C_p$), à la sortie de l'échangeur, serait égale à la température de l'autre fluide à l'entrée de l'échangeur. Le fluide de faible capacité thermique subit un changement de température égal au gradient de température maximum dans l'appareil, soit $(T_{ce} - T_{fe})$.

Donc :

$$\Phi_{max} = C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (8-47)$$

L'efficacité s'exprime alors sous la forme :

$$E = \frac{C_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad \text{ou} \quad \frac{C_f (T_{fs} - T_{fe})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (8-48)$$

L'expression (8-21) peut s'écrire :

$$\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} = \exp \left[- \frac{KS}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f} \right) \right] \quad (8-49)$$

Dans notre cas : $C_{min} = C_f$

$$\text{D'où :} \quad E = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (8-50)$$

Des expressions (8-49) et (8-50) on aboutit à [10] :

$$E = \frac{1 - \exp \left[- (1 - C_{\min} / C_{\max}) K S / C_{\min} \right]}{1 - (C_{\min} / C_{\max}) \exp \left[- (1 - C_{\min} / C_{\max}) K S / C_{\min} \right]} \quad (8-51)$$

5.7. Méthode NUT

Le groupement $K S / C_{\min}$ est appelé le nombre d'unité de transfert (NUT). Il représente le pouvoir d'échange de l'appareil.

Le calcul d'un échangeur par cette méthode, revient à évaluer dans l'ordre :

- Le coefficient d'échange global K (K)
- Les capacités thermiques C_c et C_f , donc C_{\min} et C_{\max} .
- Le nombre d'unité de transfert $NUT = K S / C_{\min}$ (K / C_{\min}).
- L'efficacité E .
- Le flux de chaleur Φ (puissance de l'échangeur).

VI Calcul de l'échangeur

Les paramètres nécessaires au calcul de l'échangeur sont donnés par le tableau suivant :

Paramètres à l'entrée		Fluide froid	Fluide chaud
Température totale	(°K)	$T_{0fe} = 485,052$	$T_{0ce} = 688,447$
Température statique	(°K)	$T_{fe} = 480,051$	$T_{ce} = 664,185$
Pression totale	(bar)	$P_{0fe} = 4,915$	$P_{0ce} = 1,013$
Pression statique	(bar)	$P_{fe} = 4,757$	$P_{ce} = 0,860$
Débit-masse	(Kg/s)	$\dot{m}_{fe} = 80$	$\dot{m}_{ce} = 81,067$
Masse volumique	(Kg/m ³)	$\rho_{fe} = 3,453$	$\rho_{ce} = 0,386$
Vitesse	(m/s)	$V_{fe} = 100$	$V_{ce} = 252,593$
Chaleur spécifique	(J/Kg°K)	$C_{pfe} = 1000$	$C_{pce} = 1235,535$
Nombre de Mach	(—)	$M_{fe} = 0,228$	$M_{ce} = 0,462$

6.1 Calcul des sections d'entrée

En appliquant l'équation de continuité on aura :

$$\dot{m}_{fe} = \rho_{fe} S_{fe} V_{fe}$$

D'où :

$$S_{fe} = \frac{\dot{m}_{fe}}{\rho_{fe} \cdot V_{fe}} = \frac{80}{3,453 \cdot 100} = 0,232 \text{ m}^2$$

$$S_{fe} = 0,232 \text{ m}^2$$

Et : $\dot{m}_{ce} = \rho_{ce} S_{ce} V_{ce}$

D'où :

$$S_{ce} = \frac{\dot{m}_{ce}}{\rho_{ce} \cdot V_{ce}} = \frac{81,067}{0,386 \cdot 252,593} = 0,831 \text{ m}^2$$

$$S_{ce} = 0,831 \text{ m}^2$$

Les diamètres des sections d'entrée et de sortie sont donc :

$$D_{fe} = \sqrt{\frac{4 S_{fe}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,232}{\pi}} = 0,543 \text{ m}$$

$$D_{fe} = 0,543 \text{ m}$$

$$D_{ce} = \sqrt{\frac{4 S_{ce}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,831}{\pi}} = 1,029 \text{ m}$$

$$D_{ce} = 1,029 \text{ m}$$

Remarque : Dans tout le calcul de l'échangeur on conservera ces sections le long de l'échangeur.

6-2. Caractéristiques des tubes employés

D'après les normes DIN 28 180 [19], on utilise des tubes avec :

- Diamètre intérieur : $d_1 = 20 \text{ mm}$
- Diamètre extérieur : $d_2 = 25 \text{ mm}$
- Matériau : Acier inoxydable
- Coefficient de conductibilité : $\lambda = 45 \text{ W/m}^\circ\text{K}$

Pour augmenter la surface d'échange de chaleur, on conçoit des tubes munis d'ailettes au nombre de 8 telle que :

- L'épaisseur $e = 2 \text{ mm}$
- La longueur $l = 5 \text{ mm}$.

- Calcul du nombre de tubes

La section de passage du fluide chaud étant maintenue constante il vient que :

$$n = \frac{S_c}{\pi d_1^2 / 4} = \frac{0,831}{\pi \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2 / 4} = 2645 \text{ tubes}$$

$$n = 2645$$

6-3. Calcul des températures des fluides à la sortie

Pour calculer ces températures, on va utiliser la méthode NUT, qui suppose connue l'efficacité de l'échangeur, et par un calcul itératif permet d'aboutir aux résultats imposés par les conditions de fonctionnement de l'échangeur.

Comme notre turbine à gaz utilise un combustible onéreux mais abondant dans notre pays, on conçoit un échangeur de moyenne efficacité, de l'ordre de 0,6. Le plus souvent les échangeurs sont conçus avec une efficacité de 0,5. Les échangeurs modernes les plus développés ne dépassent guère une efficacité de 0,8. De tels échangeurs ne sont justifiés économiquement que pour des combustibles très coûteux et une durée de vie très grande.

Soit donc :

$$E = 0,6$$

- Fluide froid

La température du fluide froid à la sortie est donnée par la relation (8-50). D'où :

$$\begin{aligned} T_{ofs} &= T_{ofe} + E (T_{oce} - T_{ofe}) = 485,052 + 0,6 (688,447 - 485,052) \\ &= 607,089^\circ\text{K} \end{aligned}$$

$$T_{ofs} = 607,089 \text{ } ^\circ\text{K}$$

— Température totale moyenne

On a :

$$T_{omf} = \frac{T_{ofe} + T_{ofs}}{2} = \frac{485,052 + 607,089}{2} = 546,071 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{omf} = 546,071 \text{ } ^\circ\text{K}$$

— Fluide chaud

La température du fluide chaud à la sortie est donnée par la relation (8-48). D'où :

$$T_{ocs} = T_{oce} - \frac{E (m_c c_p) \min (T_{oce} - T_{ofe})}{m_c c_{pc}}$$

$$T_{ocs} = 688,447 - \frac{0,6 \cdot 80 \cdot 10^3 (688,447 - 485,052)}{81,067 \cdot 1238,535} = 591,211 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{ocs} = 591,211 \text{ } ^\circ\text{K}$$

— Température totale moyenne

On a :

$$T_{omc} = \frac{T_{oce} + T_{ocs}}{2} = \frac{688,447 + 591,211}{2} = 639,829 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{omc} = 639,829 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Les propriétés des deux fluides évaluées aux températures totales moyennes sont données par le tableau suivant [10] :

	Pr	λ (W/m ^o K)	ν (m ² /s)	μ (Kg/m.s)
Fluide froid	0,68	0,0433	$4,380 \cdot 10^{-5}$	$2,836 \cdot 10^{-5}$
Fluide chaud	0,6816	0,0489	$6,70 \cdot 10^{-5}$	$3,147 \cdot 10^{-5}$

64 Evaluation des coefficients h_f et h_c

— Fluide froid

Le nombre de Reynolds est donné par la relation (8-45). D'où

$$Re = \frac{V d_2}{\nu} = \frac{100 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{4,38 \cdot 10^{-5}} = 5,708 \cdot 10^4$$

$$Re = 5,708 \cdot 10^4$$

Le nombre de Nusselt est donné par l'expression (8-44)
D'où :

$$Nu = 0,22 Re^{0,6} Pr^{1/3} = 0,22 (5,708 \cdot 10^4)^{0,6} (0,68)^{1/3} = 138,194$$

$$Nu = 138,194$$

Le coefficient de convection sera donc :

$$h_f = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_2} = \frac{138,194 \cdot 0,0433}{25 \cdot 10^{-3}} = 239,629 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°K}$$

$$h_f = 239,629 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°K}$$

- Fluide chaud

Pour calculer le nombre de Reynolds de l'écoulement dans les tubes on utilise la relation suivante :

$$Re = \frac{G d_1}{\mu}, \text{ avec } G = \frac{\dot{m}}{S} = \rho V$$

Où : G est la vitesse massique du fluide, exprimée en $\text{Kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$
D'où :

$$Re = \frac{81,067 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{3,147 \cdot 10^{-5} \cdot \pi \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2645} = 6,199 \cdot 10^4$$

$$Re = 6,199 \cdot 10^4$$

Le nombre de Nusselt est donné par la corrélation (8-43)

Donc :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} = 0,023 (6,199 \cdot 10^4)^{0,8} (0,6816)^{1/3} = 138,073$$

$$Nu = 138,073$$

Le coefficient de convection du fluide chaud sera donc :

$$h_c = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_1} = \frac{138,073 \cdot 0,0489}{20 \cdot 10^{-3}} = 337,587 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°K}$$

$$h_c = 337,587 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°K}$$

6-5 - Evaluation du coefficient global d'échange K

D'après l'expression (8-38) on a :

$$K = \left[R_{c1} + \frac{R_{cc}}{2\pi r_1 L} + R + R_{cc} + \frac{R_{cf}}{2\pi r_2 L} \right]^{-1}$$

La relation (8-28) nous donne :

$$R_{c1} \cdot L = \frac{1}{2\pi r_1 n h_c} = \frac{1}{2\pi \cdot 10^{-2} \cdot 2645 \cdot 537,587} = 1,782 \cdot 10^{-5} \text{ m}^\circ\text{K/W}$$

$$R_{c1} \cdot L = 1,782 \cdot 10^{-5} \text{ m}^\circ\text{K/W}$$

La relation (8-29) nous donne :

$$R \cdot L = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \lambda \cdot n} = \frac{\ln(1,25/1)}{2\pi \cdot 45 \cdot 2645} = 2,984 \cdot 10^{-7} \text{ m}^\circ\text{K/W}$$

$$R \cdot L = 2,984 \cdot 10^{-7} \text{ m}^\circ\text{K/W}$$

D'après l'expression (8-36) on aura :

$$R_{c2} = \frac{1}{\eta h_f 2\pi r_2 (1 + S_a/S_f)}$$

Avec :

$$S_a/S_f = \frac{N(2\theta + e)}{2\pi r_1} = \frac{8(2 \cdot 5 + 2)}{2\pi \cdot 10^{-2}} = 1,5279$$

$$S_a/S_f = 1,5279$$

La rapidité avec laquelle s'estompe la chaleur le long du tube est caractérisée par le coefficient α , donné par la relation (8-33).

D'où :

$$\alpha = \left[\frac{2 h_f}{\lambda e} \right]^{1/2} = \left[\frac{2 \cdot 239,629}{45 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/2} = 72,973 \quad \alpha = 72,973$$

L'efficacité des ailettes est donnée par la relation (8-32). D'où :

$$E = \frac{\text{th}(\alpha l)}{\alpha l} = \frac{\text{th}(72,973 \cdot 5 \cdot 10^{-3})}{72,973 \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 0,958$$

$$E = 0,958$$

Le coefficient d'efficacité est alors :

$$\eta = \frac{1 + E(S_a/S_f)}{1 + (S_a/S_f)} = \frac{1 + 0,958(1,5279)}{1 + 1,5279} = 0,975$$

$$\eta = 0,975$$

Il vient que :

$$R_{c2} \cdot L = \frac{1}{0,975 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1,25 \cdot 10^{-2} (1 + 1,5279) \cdot 239,629 \cdot 2645} = 8,150 \cdot 10^{-6} \text{ m}^\circ\text{K/W}$$

$$R_{c2} \cdot L = 8,150 \cdot 10^{-6} \text{ m}^\circ\text{K/W}$$

Les résistances d'encrassement sont :

$$\frac{R_{ec}}{2\pi r_1 n} = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{2\pi \cdot 10^{-2} \cdot 2645} = 2,407 \cdot 10^{-6} \text{ m}^\circ\text{K/W}$$

Et :

$$\frac{R_{ef}}{2\pi r_2 n} = \frac{4 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot \pi \cdot 1,25 \cdot 10^{-2} \cdot 2645} = 1,926 \cdot 10^{-6} \text{ m}^\circ\text{K/W}$$

Enfin le coefficient d'échange global rapporté à l'unité de longueur sera :

$$K/L = \left[1,782 \cdot 10^5 + 2,407 \cdot 10^6 + 2,984 \cdot 10^7 + 8,150 \cdot 10^6 + 1,926 \cdot 10^6 \right]^{-1}$$

$$= 3,2674 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$K/L = 3,2674 \cdot 10^4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

6-6- Nombre d'unité de transfert

On a :

$$K/LC_{\min} = 3,2674 \cdot 10^4 / 80 \cdot 10^3 = 0,4084$$

Pour avoir une efficacité de l'ordre de 0,6, on doit adopter pour l'échangeur une longueur des tubes de 3 à 4 m (fig-40-). On choisit alors la longueur la plus petite pour des raisons de construction, économie, normalisation [19], poids et encombrement. Soit :

$$L = 3 \text{ m}$$

Il vient que :

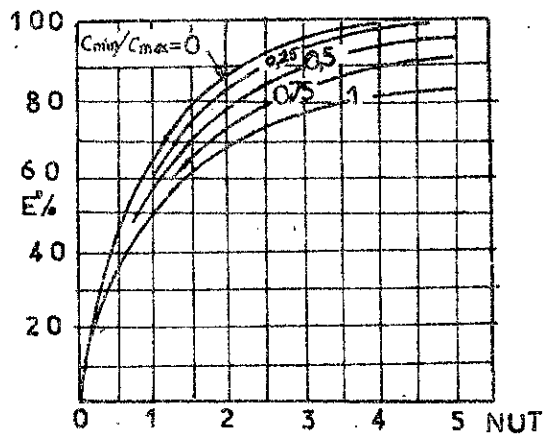
$$K/C_{\min} = 0,4084 \times 3 = 1,226$$

$$K/C_{\min} = 1,226$$

Le rapport des capacités thermiques est :

$$C_{\min} / C_{\max} = \frac{80 \cdot 10^3}{81,067 \cdot 1238,535} = 0,797$$

$$C_{\min} / C_{\max} = 0,797$$



Contre-courant pur

Fig-40-

6-7- Efficacité de l'échangeur

D'après la relation (8-51) on a :

$$E = \frac{1 - \exp \left[-(1 - C_{\min} / C_{\max}) K / C_{\min} \right]}{1 - C_{\min} / C_{\max} \exp \left[-(1 - C_{\min} / C_{\max}) K / C_{\min} \right]} = \frac{1 - \exp \left[-(1 - 0,797) \cdot 1,226 \right]}{1 - 0,797 \exp \left[-(1 - 0,797) \cdot 1,226 \right]}$$

$$E = 0,582$$

Cette nouvelle valeur de l'efficacité nous oblige à refaire le calcul. Après deux itérations on aboutit aux résultats donnés par le tableau -8-1-, où l'efficacité reste toujours égale à 0,582.

6-8- Puissance de l'échangeur

D'après la relation (8-46) il vient que :

$$\dot{\Phi} = EC_{\min} (T_{oc} - T_{of}) = 0,582 \cdot 80 \cdot 10^3 (688,447 - 485,052) = 9,47 \text{ MW}$$

$$\dot{\Phi} = 9,47 \text{ MW}$$

	T_{os} °K	T_{om} °K	P_r	λ W/m °K	ν m ² /s	μ kg/ms	Re	Nu	h W/m ² °K
Fluide froid	603,428	644,240	0,68	0,0432	$4,356 \cdot 10^{-5}$	$2,829 \cdot 10^{-5}$	$5,739 \cdot 10^4$	138,645	239,745
Fluide chaud	594,128	661,287	0,6897	0,04899	$5,725 \cdot 10^{-5}$	$3,152 \cdot 10^{-5}$	$6,190 \cdot 10^4$	137,913	337,845

Tableau_8-1_

6-9_Caractéristiques des fluides à la sortie.

Les sorties des fluides chaud et froid sont désignées respectivement par F et S.

_Fluide chaud

La température totale est :

$$T_{0F} = T_{0S} = 594,128 \text{ °K}$$

$$T_{0F} = 594,128 \text{ °K}$$

la température statique sera donc :

$$T_F = T_S + (T_{0F} - T_{0S}) = 664,185 + (594,128 - 688,447) = 569,866 \text{ °K}$$

$$T_F = 569,866 \text{ °K}$$

Le nombre de Mach peut être calculé par la relation (A-7). D'où :

$$M_F = \sqrt{\left(\frac{T_{0F}}{T_F} - 1\right) \frac{2}{\gamma_F - 1}}$$

D'après la référence [16], on tire : $\gamma_F = 1,38$

Donc :

$$M = \sqrt{\left(\frac{594,128}{569,866} - 1\right) \frac{2}{1,38 - 1}} = 0,473$$

$$M_F = 0,473$$

_Calcul de la chute de pression dans les tubes

Pour un tube cylindrique de diamètre intérieur d_i et de longueur

L, la perte de charge est donnée par [19]:

$$\Delta P_o = \xi \frac{L}{d_1} \frac{\rho v^2}{2}$$

ρ et v sont respectivement la masse volumique et la vitesse moyennes du fluide

ξ est le coefficient de perte de charge par frottement.

Comme l'écoulement dans les tubes est turbulent, le coefficient de perte de charge ξ est calculé à partir de la relation de Blasius donnée par:

$$\xi = 0,316 Re^{-1/4} \quad \text{pour} \quad 2300 < Re < 70000$$

D'où:

$$\xi = 0,316 (6,19 \cdot 10^4)^{-1/4} = 2 \cdot 10^{-2}$$

$$\xi = 2 \cdot 10^{-2}$$

Par suite:

$$\Delta P_o = 2 \cdot 10^{-2} \frac{3}{20 \cdot 10^{-3}} \frac{0,386 (252,593)^2}{2} = 3,694 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_o = 3,694 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

La pression totale à la sortie de l'échangeur sera:

$$P_{o7} = P_{o5} - \Delta P_o = 1,013 - 0,3694 = 0,6436 \text{ bar}$$

$$P_{o7} = 0,644 \text{ bar}$$

La pression statique à la sortie est alors:

$$P_7 = P_{o7} \left[1 + \frac{\gamma_7 - 1}{2} M_7^2 \right]^{-\frac{\gamma_7}{\gamma_7 - 1}} = 0,644 \left[1 + \frac{1,38 - 1}{2} (0,473)^2 \right]^{-\frac{1,38}{1,38 - 1}} = 0,553$$

$$P_7 = 0,553 \text{ bar}$$

Par suite la masse volumique à la sortie est:

$$\rho_7 = \frac{P_7}{r T_7} = \frac{0,553 \cdot 10^5}{335,813 \cdot 569,866} = 0,289 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_7 = 0,289 \text{ Kg/m}^3$$

Comme la perte de charge doit être calculée avec la masse volumique moyenne, on refait le calcul par itérations successives et on aboutit aux résultats suivants:

$$\rho_7 = 0,306 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{o7} = 0,682 \text{ bar}$$

$$\rho_m = 0,346 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_7 = 0,586 \text{ bar}$$

$$\Delta P_o = 3,313 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

Pour ramener la pression du fluide chaud à la pression atmosphé-

rique, afin d'assurer l'échappement des gaz, on utilise une pompe (ventilateur).

— Fluide froid

La température totale est:

$$T_{06} = T_{05} = 603,428 \text{ °K}$$

$$T_{06} = 603,428 \text{ °K}$$

La température statique sera donc

$$T_6 = T_3 + (T_{06} - T_{03}) = 480,051 + (603,428 - 485,052) = 598,427 \text{ °K}$$

Le nombre de Mach sera:

$$T_6 = 598,427 \text{ °K}$$

$$M_6 = \sqrt{\left(\frac{T_{06}}{T_6} - 1\right) \frac{2}{\gamma_6 - 1}}$$

D'après la référence [16] on a : $\gamma_6 = 1,378 \approx 1,38$

D'où :

$$M_6 = \sqrt{\left(\frac{603,428}{598,427} - 1\right) \frac{2}{1,38 - 1}} = 0,21$$

$$M_6 = 0,21$$

— Calcul de la chute de pression dans la calandre

La perte de charge dans la calandre est donnée par l'expression suivante [19] :

$$\Delta P_0 = \xi \frac{L}{d_h} \frac{\rho v^2}{2}$$

Où : d_h est le diamètre hydraulique.

Dans notre cas le diamètre hydraulique est équivalent au diamètre extérieur des tubes d_2 (d'après la corrélation de Donohue).

D'après la corrélation de Blasius on a :

$$\xi = 0,316 Re^{-1/4} = 0,316 (5,739 \cdot 10^4)^{-1/4} = 2,042 \cdot 10^{-2}$$

$$\xi = 2,042 \cdot 10^{-2}$$

Par suite :

$$\Delta P_0 = 2,042 \cdot 10^{-2} \frac{3}{25 \cdot 10^{-3}} \frac{3,453 \cdot (100)^2}{2} = 4,2298 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_0 = 4,230 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

La pression totale à la sortie de l'échangeur est alors :

$$P_{06} = P_{03} - \Delta P_0 = 4,915 - 0,423 = 4,492 \text{ bar}$$

$$P_{06} = 4,492 \text{ bars}$$

La pression statique à la sortie est donc :

$$P_6 = P_{06} \left[1 + \frac{\gamma_6 - 1}{2} M_6^2 \right]^{\frac{\gamma_6}{\gamma_6 - 1}} = 4,492 \left[1 + \frac{1,38 - 1}{2} \cdot (0,21)^2 \right]^{\frac{1,38}{1,38 - 1}} = 4,358 \text{ bars}$$

$$P_6 = 4,358 \text{ bars}$$

La masse volumique est alors :

$$\rho_6 = \frac{P_6}{R_6 T_6} = \frac{4,358 \cdot 10^5}{287 \cdot 598,427} = 2,537 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_6 = 2,537 \text{ Kg/m}^3$$

La masse volumique moyenne sera donc :

$$\rho_m = \frac{\rho_3 + \rho_6}{2} = \frac{3,453 + 2,537}{2} = 2,995 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho_m = 2,995 \text{ Kg/m}^3$$

On reprend le calcul par itérations successives, en utilisant cette fois la masse volumique moyenne dans le calcul de la perte de charge, on aboutit alors aux résultats suivants :

$$\rho_6 = 2,568 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{06} = 4,546 \text{ bars}$$

$$\rho_m = 3,01 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_6 = 4,410 \text{ bars}$$

$$\Delta P_6 = 3,688 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

Comme dans le cas des gaz d'échappement, on utilisera une pompe (ventilateur), pour ramener la pression du fluide froid à la sortie de l'échangeur à la pression d'admission de la chambre de combustion, soit P_{03} .

— Tableau récapitulatif

Paramètres	Sortie fluide froid	Sortie fluide chaud
Température totale (°K)	$T_{06} = 603,428$	$T_{07} = 594,128$
Température statique (°K)	$T_6 = 598,427$	$T_7 = 569,866$
Pression totale (bar)	$P_{06} = 4,546$	$P_{07} = 0,682$
Pression statique (bar)	$P_6 = 4,410$	$P_7 = 0,586$
Nombre de Mach	$M_6 = 0,21$	$M_7 = 0,473$
Masse volumique (Kg/m ³)	$\rho_6 = 2,568$	$\rho_7 = 0,306$

VII-Performances de la turbine à gaz

7-1-Travail utile

On a :

$$W_u = W_t - W_c = 341,282 - 194,052 = 147,230 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_u = 147,230 \text{ KJ/Kg}$$

7-2-Puissance de la turbine

On a :

$$P_t = \dot{m} W_t = 81,067 \cdot 341,282 = 27,667 \text{ MW}$$

$$P_t = 27,667 \text{ MW}$$

7-3-Puissance du compresseur

On a :

$$P_c = \dot{m}_a W_c = 80 \cdot 194,052 = 15,524 \text{ MW}$$

$$P_c = 15,524 \text{ MW}$$

7-4-Puissance utile

La puissance utile est la différence entre la puissance de la turbine et celle du compresseur. Donc :

$$P_u = P_t - P_c = 27,667 - 15,524 = 12,143 \text{ MW}$$

$$P_u = 12,143 \text{ MW}$$

En comparant cette valeur avec celle de la puissance utile fixée au début de ce projet (12 MW), on commet une erreur de 1%, ce qui est négligeable.

7-5-Puissance dépensée sans récupération

On a :

$$P_{ds} = \dot{m} \bar{C}_p (T_{04} - T_{03}) = 81,067 \cdot 1238,535 (964 - 485,052) = 48,088 \text{ MW}$$

$$P_{ds} = 48,088 \text{ MW}$$

7-6-Puissance dépensée avec récupération

On a :

$$P_{da} = \dot{m} \bar{C}_p (T_{04} - T_{06}) = 81,067 \cdot 1238,535 (964 - 603,428) = 36,203 \text{ MW}$$

$$P_{da} = 36,203 \text{ MW}$$

7-7-Economie d'énergie

L'énergie économisée sera donc :

$$P_e = P_{ds} - P_{da} = 48,088 - 36,203 = 11,885 \text{ MW}$$

$$P_e = 11,885 \text{ MW}$$

L'économie d'énergie en % sera donc:

$$\frac{\Delta P_e}{P_e} = \frac{P_e}{P_{ds}} = \frac{11,855}{48,088} = 0,2472$$

$$\frac{\Delta P_e}{P_e} = 24,72\%$$

Le rapport air-combustible devient alors:

$$g = \frac{(T_{04} - T_{06}) \cdot \bar{C}_p}{\eta_b Q_i} = \frac{(964 - 603,428) \cdot 1238,535}{0,98 \cdot 34,82 \cdot 10^6 / 0,767} = 1,004 \cdot 10^{-2}$$

$$g = \frac{1}{100}$$

7-8. Rendement global sans récupération

On a:

$$\eta_{gs} = \frac{P_u}{P_{ds}} = \frac{12,143}{48,088} = 0,2525$$

$$\eta_{gs} = 25,25\%$$

7-9. Rendement global avec récupération

On a:

$$\eta_{ga} = \frac{P_u}{P_{da}} = \frac{12,143}{36,203} = 0,3354$$

$$\eta_{ga} = 33,54\%$$

En considérant un rendement mécanique 'élevé' de l'ordre de 0,98, Le rendement réel sera:

$$\eta_r = \eta_{ga} \cdot \eta_m = 0,3354 \cdot 0,98 = 0,3287$$

$$\eta_r = 32,87\%$$

On obtient alors un rendement appréciable et même élevé pour les turbines à gaz modernes.

7-10. Consommation spécifique du combustible

La consommation spécifique est la quantité de combustible consommée par unité de puissance. Soit:

$$C_s = \frac{m_f}{P_u}$$

Où:

m_f est le débit du combustible (gaz naturel): $m_f = \frac{1}{100} \text{ ma}$.

P_u est la puissance utile.

Donc: $C_s = \frac{80 / 100}{12,143 \cdot 10^3} = 6,588 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/Kw}$

$$C_s = 6,588 \cdot 10^{-5} \text{ Kg/Kw}$$

Généralement on exprime la consommation spécifique en Kg/Kwh.

Alors :

$$C_s = 6,588 \cdot 10^{-5} \times 3600 = 0,237 \text{ Kg / Kwh}$$

$$C_s = 0,237 \text{ Kg / Kwh}$$

— Tableau récapitulatif

Caractéristiques	Compresseur	Turbine
Travail réel.....(Kj/Kg)	194,052	341,282
Nombre d'étages.....(—)	11	4
Taux.....(—)	5	0,216
Fréquence de rotation....(tr/mn)	3000	3000
Débit-masse.....(Kgl/s)	80	80,08
Rendement poly tropique...(—)	0,90	0,86
Puissance.....(MW)	15,524	27,667
Puissance utile.....(MW)	12,143	
Puissance dépensée.....(MW)	36,203	
Rendement global réel.....(%)	32,87	
Consommation spécifique.....(Kg/Kwh)	0,237	

CONCLUSION

Dans l'étude de la turbine à gaz on a rencontré plusieurs problèmes de natures technologiques et constructives. Ceci nécessite une expérimentation complète pour éliminer ces difficultés. La mise au point d'un calcul précis de l'installation demande l'emploi d'un ordinateur, qui permet par approches successives de déterminer avec précision et compatibilité tous les paramètres caractérisant le fluide moteur, principalement à l'entrée et à la sortie des différents éléments constituant la turbine à gaz.

L'installation d'une turbine à gaz avec récupération présente de bonnes performances et un intérêt économique important. Cependant l'emploi d'un récupérateur doit être utilisé avec beaucoup de prudence, car la participation du récupérateur dans l'amélioration du rendement thermique peut être mauvaise dans le cas où les pertes de charge sont importantes. Ainsi le calcul du récupérateur a été fait en tenant compte du poids, de l'encombrement, des pertes de charge et des dimensions des tubes. Pour cela on s'est contenté d'une efficacité moyenne. Enfin on espère que cette étude trouvera une application réelle en Algérie et sera complétée par l'expérience.

BIBLIOGRAPHIE

- 1 _ Encyclopédie pratique _ Quillet _
- 2 _ Domaines divers d'emploi de la turbine à gaz _ R.Legendre _
- 3 _ Mémento des pertes de charge _ Idel'cik _
- 4 _ Turbines à vapeur et à gaz _ Lucien.Vivier _
- 5 _ Turbine à gaz _ R.Roudil _
- 6 _ Mechanics and Thermodynamics of propulsion _ Philip.G.Hill _
- 7 _ Energétique et turbomachines _ J.Bonnin , R.Bidard _
- 8 _ Les compresseurs _ P.Chambadal _
- 9 _ Machines Transformatrices d'énergie _ Lemasson _
- 10 _ Initiation aux transferts thermiques _ J.F.Sacadura _
- 11 _ Technique de l'ingénieur. _ Mécanique et chaleur _
- 12 _ La turbine à gaz _ P.Chambadal _
- 13 _ Revue Brown Boveri. Janvier 1977 tome 64. _ Badenlsuin _
- 14 _ Revue Nuovopignone : Turbine à gaz. _ Général-électrique _
- 15 _ Aircraft engines and Gas turbine _ J.L.Kerrebrock _
- 16 _ Guide technique de thermique _ J.Gosse _
- 17 _ Combustion chambers for jet propulsion engines _ V.S.Zuvev _
- 18 _ Ventilateur et compresseur centrifuges et axiaux. _ M.Sedille. _
- 19 _ Echangeurs de chaleur _ Gregorig _
- 20 _ Heat and Mass Transfer _ Eckert and R.M.Drake _
- 21 _ Projet de fin d'études, promotion juin 1983 _ D.Brika _
- 22 _ Projet de fin d'études, promotion juin 1983 _ B.Boumeddane _

