

10/78

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Sex

DEPARTEMENT MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

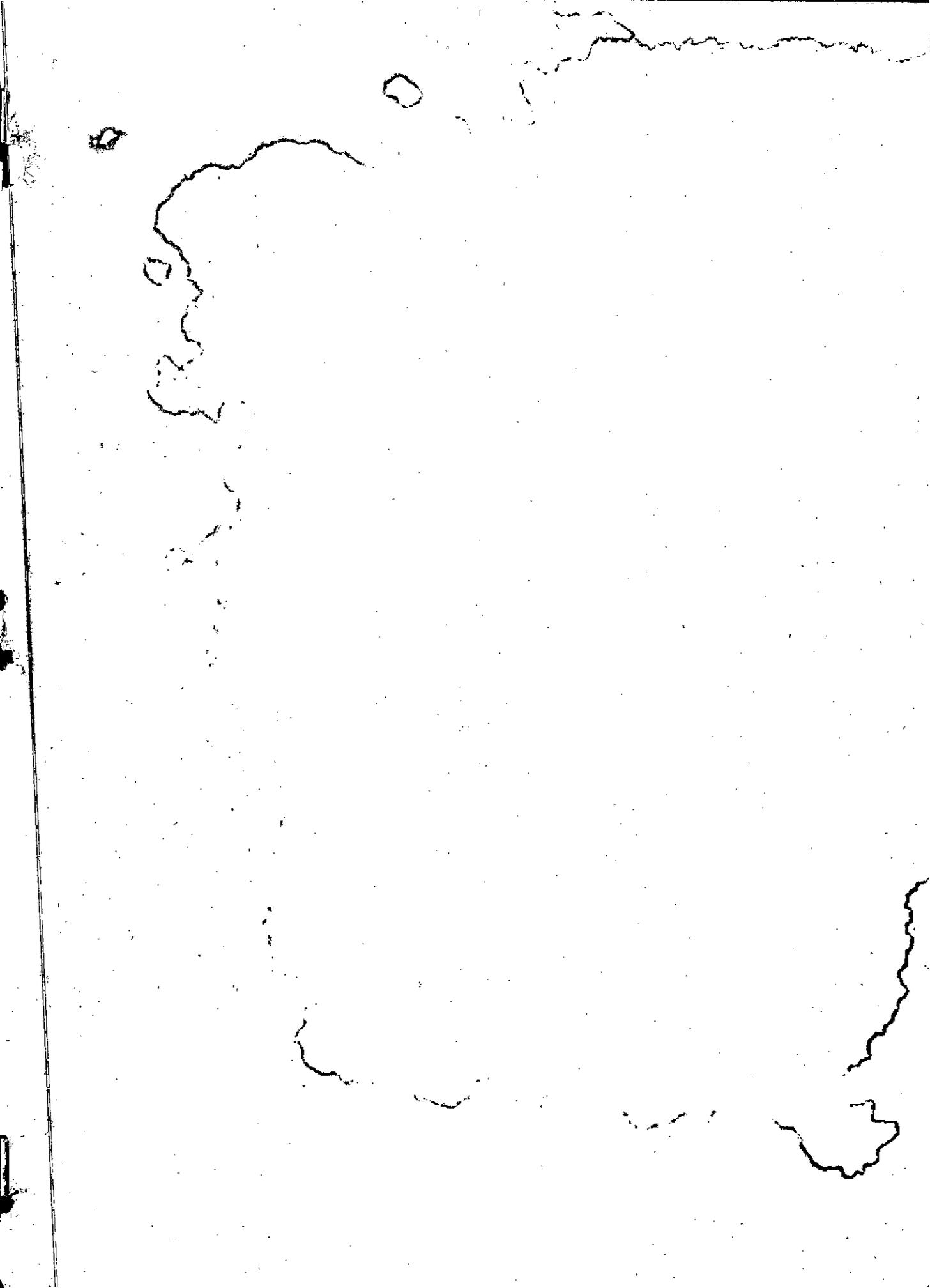
INTERET de L'INJECTION
D'EAU

DANS UNE TURBINE A GAZ

Proposé par: SONATRACH

dirigé par: Mr. Y. BOUSSARD. étudié par: A. HAZI.

Promotion: Janvier 1978



UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

INTERET de L'INJECTION
D'EAU
DANS UNE TURBINE A GAZ

Proposé par: SONATRACH

dirigé par: Mr.Y. BOUSSARD. étudié par: AHAZI.

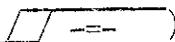
Promotion Janvier 1978

-o- R E M E R C I E M E N T S -o-

Je remercie mon promoteur Mr. Y. BOUSSARD qui m'a permis d'entretenir cette étude et en a guidé le déroulement ; qu'il veuille bien trouver ici l'expression de ma profonde gratitude.

Je remercie également Mr. J.P. MULLER de tous ses conseils et de son bienveillant appui, et assure toutes les personnes qui m'ont aidé de ma sincère reconnaissance.

A.



H.

m e s

p a r e n t s

T A B L E D E S M A T I E R E S

Introduction

I . OBJET DE L'ETUDE

II. GENERALITEES

1. Les cycles combinés - Notions -

1.1. Définition d'un cycle combiné

1.2 différents mode d'optimisation d'un cycle de T . A . G

2. Grandeurs thermodynamiques de G.N. de HASSI R MEL

3. Calcul du rapport de mélange stoechiométrique (fs)

4. Calcul des enthalpies de G.N.

III. CALCULS RELATIFS AU COMPRESSEUR

1. Travail de compression

2. Température de sortie du compresseur

3. Applications numérique

IV ETUDE PARAMETRIQUE DES CYCLES SIMPLE ET COMBINE

A. ETUDE DE LA COMBUSTION

1. Description d'une chambre de combustion

2. Différents facteurs intervenant dans la combustion

3. Chambre de combustion avec injection d'eau

B DETENTE DANS LA TURBINE

1. Chute d'enthalpie au cours de la détente

2. Température de sortie des gaz de combustion

3. Calcul du rendement adiabatique de la turbine

4. Variation relative de la puissance utile de la turbine en fonction du débit d'eau injecté.

5. Variation relative du rendement du cycle en fonction du débit d'eau injecté.
6. Variation de la consommation spécifique

V / ETUDE COMPARATIVE
DES CYCLES SIMPLE ET COMBINE

A/ T . A . G AVEC INJECTION D'EAU

1. Détermination du cycle
2. Débit d'air absorbé par le compresseur
3. Débit d'eau injecté
4. Débit de fuel
5. Rendement et consommation spécifique du cycle

B/ T . A . G SIMPLE

1. Température en fin de détente réelle
2. Débit de fuel
3. Puissance de la turbine
4. Rendement du cycle et consommation spécifique

C/ T . C . C

D/ CALCUL DU CONDENSEUR

1. Calcul du coefficient de conductivité thermique
2. Calcul du coefficient de transmission (par convection) eau-froide - paroi
3. Calcul du coefficient de transmission thermique entre vapeur pure et paroi des tubes.
4. Coefficient global de transmission de chaleur
5. Calcul de la surface d'échange.

VI CONCLUSIONS

1. Avantages de l'injection ^{d'eau} dans une T . A . G .
2. Inconvénients
3. Conclusion finale

I N T R O D U C T I O N

L'injection d'eau dans un cycle de turbine à gaz a été connu depuis quelques temps comme un moyen d'améliorer le rendement du cycle et surtout d'augmenter la puissance fournie par la turbine.

La principale cause de l'intérêt de ce principe est due à la croissance du besoin de diminuer la consommation en combustible (gaz naturel, gaz de pétrole ... etc), même si la complexité des cycles et les besoins des développements sont à augmenter.

I/ OBJET DE L'ETUDE

Evaluation thermodynamique d'un cycle de turbine à gaz et vapeur combinés (selon fig. 1.)

* Paramètres :

Ce sont :

- . le débit d'eau \dot{q} (kg/s) injecté dans la chambre
- . et la pression de refoulement (soit le taux de compression $m = \frac{P_3}{P_2}$)

* Données :

La turbine devrait fournir une puissance nette de :

$$50\,000 \text{ Ch} \quad (36,8 \text{ MW})$$

- * condition d'entrée de l'air dans le compresseur (fig 2)

$$T_2 = 25^\circ\text{C}$$

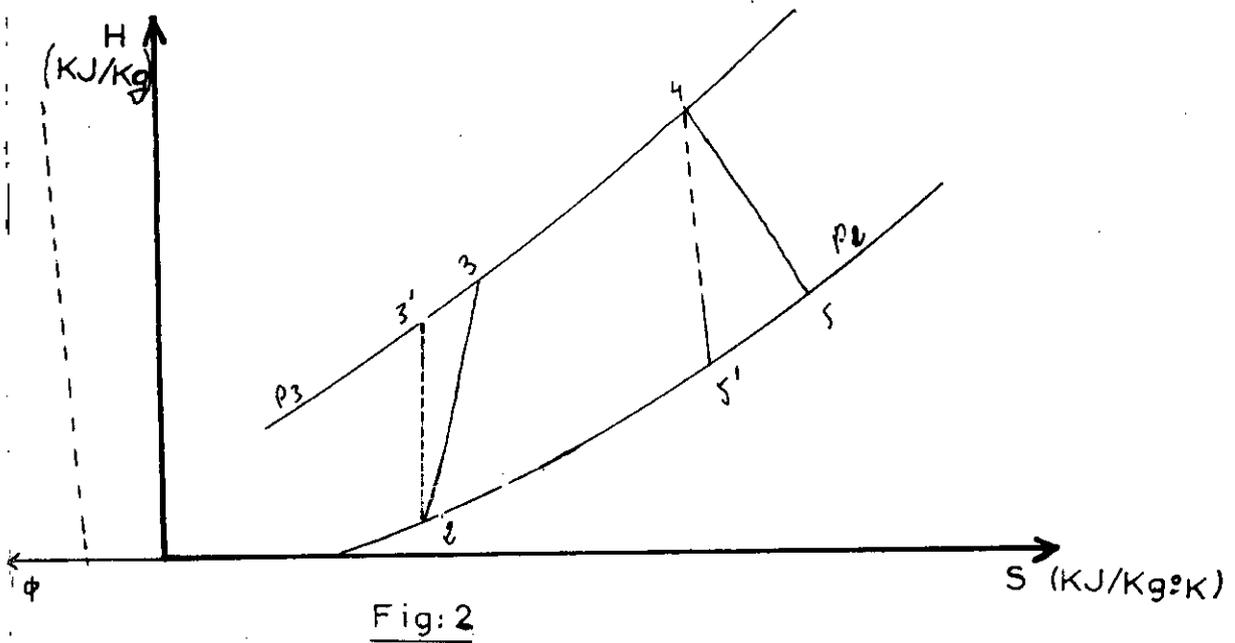
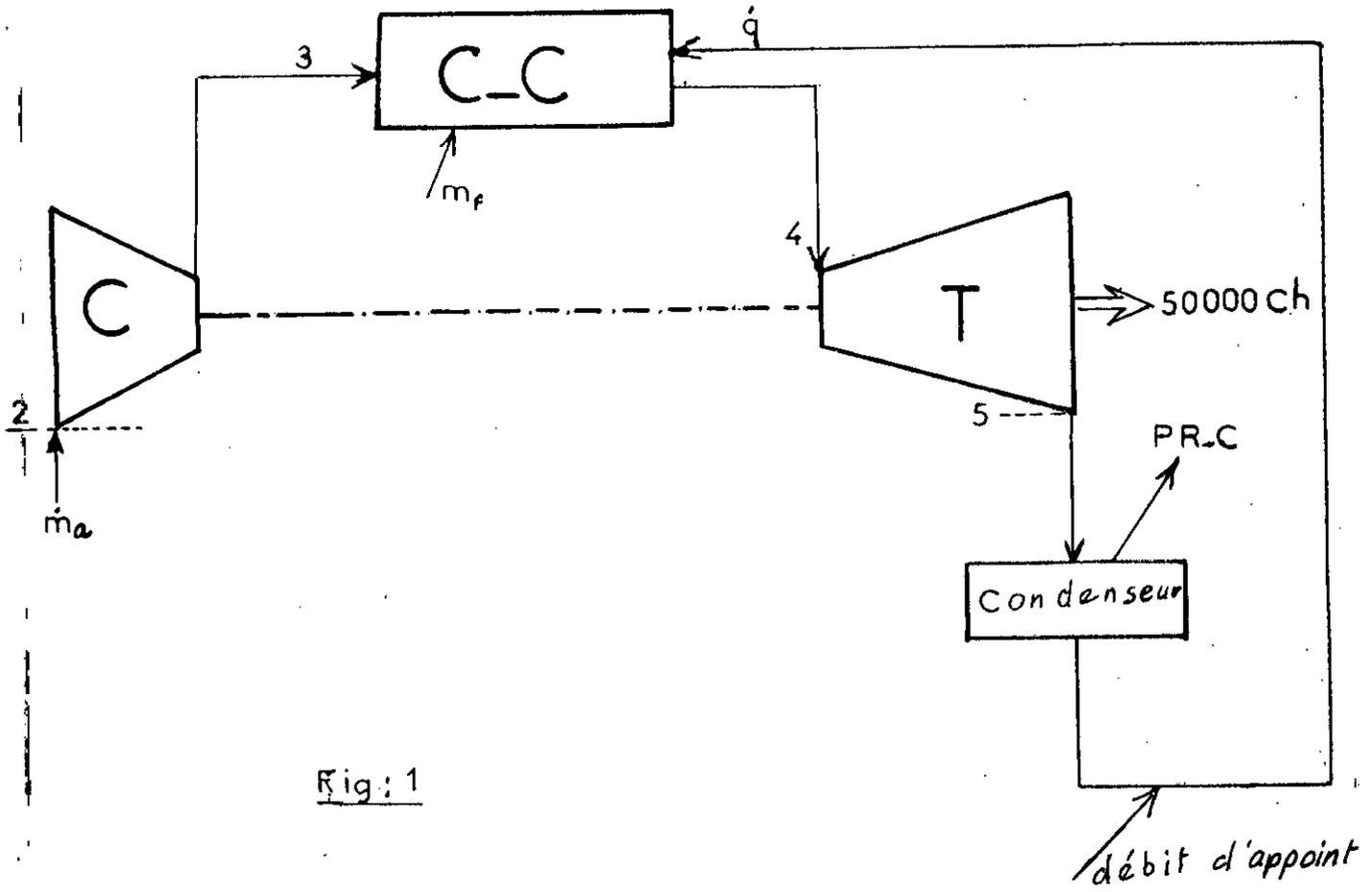
$$P_2 = 1 \text{ at}$$

- * Température d'entrée de l'eau dans la chambre de combustion :

$$T_e = 30^\circ\text{C}$$

- * Combustible utilisé : G.N. de HASSI-R'MEL.

- * Pression des gaz à l'échappement de la turbine 1,1 at.



CHAPITRE II

GENERALITES

1- LES CYCLES COMBINES - NOTIONS -

1-1 Définitions d'un cycle combiné :

On appelle cycles combinés les cycles thermodynamiques, où interviennent plusieurs fluides moteurs de nature physique différente.

Parmi ces fluides on distingue :

- d'une part des gaz permanents (air, gaz de combustion , etc...)
- d'autre part des fluides condensables telles la vapeur d'eau, de fréon.

Les turbines à gaz constituant la base des combinaisons qui peuvent être envisagées entre ces fluides.

1.2 Différents modes d'optimisation d'un cycle de T A G

On peut augmenter le rendement d'une turbine à gaz principalement par de deux manières :

- soit par diminution de la quantité de chaleur dans les fumées.
- soit par l'utilisation de cette chaleur.

1.2.1 Optimisation du cycle par diminution de chaleur

à notre connaissance, elle est très peu répandue ; mais dans ce mode d'optimisation la chambre de combustion est le foyer d'une chaudière qui joue un double rôle :

- un rôle de générateur de vapeur pour une turbine à vapeur.
- et un rôle de chambre de combustion pour la turbine à gaz.

1.2.2 Optimisation du cycle par utilisation de la chaleur des fumées

Dans ce type d'optimisation, les gaz d'échappement de la turbine contiennent encore 17 à 18% d'oxygène et sont utilisés comme air carburant dans une chaudière classique brûlant du combustible (fuel ou charbon). On récupère ainsi à la fin du cycle combiné de la vapeur (ou eau chaude) que l'on utilise à usage de :

- . chauffage (industrie)
- . production d'énergie par turbine à vapeur à condensation.
- . chauffage et production d'énergie par turbine à vapeur à contre pression.

2*- GRANDEURS THERMODYNAMIQUES DU G.N - HASSI - R'MEL

2.1 - Formule brute du G.N. de Hassi R'mel

2.1.1. Les différents composants du G.N.

Les analyses faites au laboratoire énergétique ont donné les résultats suivants :

Méthane (CH ₄)	83,43 % mole
Ethane (C ₂ H ₆)	6,92 % "
Propane (C ₃ H ₈)	2,12 % "
Butane (C ₄ H ₁₀)	0,83 % "
Pentane (C ₅ H ₁₂)	0,21 % "
Hexane (C ₆ H ₁₄)	0,13 % "
Helium (He)	0,19 % "
Azote (N ₂)	5,93 % "
Gaz Carbonique (CO ₂)	0,21 % "

	100 %

On négligera, dans la suite, les composants qui ont un pourcentage faible.

2.1.2 - Masse de carbone (m(c)) - contenue dans une mole de G.N.

* Nombre d'atome de carbone (NC)/mole G.N.

D'après la composition du G.N. on a :

$$NC = (1 \times 83,43) + (2 \times 6,92) + (3 \times 2,12) + (4 \times 0,83) + (5 \times 0,21) + (6 \times 0,13) + (1 \times 0,21) = 108,99.$$

soit

$$\underline{NC = 108,99 \text{ atomes de C}}$$

* masse de carbone (m(c)) / mole de G.N.

on a :

$$\left. \begin{array}{l} Nc = 108,99 \\ c = 12,01 \\ m(c) = Nc \times C \end{array} \right\} \underline{\underline{m(c) = 1308,9699 \text{ g.}}}$$

* Les résultats de cette partie ont été extraits d'une thèse de fin d'études " Analyse des gaz de combustion " (1974) étudiée par L. MARIR et dirigée par G.HATTON.

2.1.3. - Masse d'hydrogène /mole de G.N.

Comme précédemment, on a :

$$\begin{aligned} * \text{ NH} &= (4 \times 83,43) + (6 \times 6,92) + (8 \times 2,12) + \\ &+ (10 \times 0,83) + (12 \times 0,21) + (14 \times 0,13) \end{aligned}$$

soit

$$\underline{\text{NH} = 404,84 \text{ atomes de H.}}$$

$$\begin{aligned} * \quad m(\text{H}) &= \text{NH} \times \text{H} \\ \text{H} &= 1,008 \end{aligned} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{=====} \\ \underline{\underline{m(\text{H}) = 408,0737 \text{ g}}} \end{array} \right.$$

2.1.4. - Masse d'azote m(N) /mole de G.N.

On a :

$$* \text{ N(N)} = (2 \times 5,93) = 11,86$$

$$\text{N(N)} = 11,86 \text{ atomes de N}_2$$

$$\begin{aligned} * \quad m(\text{N}) &= \text{N(N)} \times (\text{N}) \\ \text{N} &= 14,008 \end{aligned} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{=====} \\ \underline{\underline{m(\text{N}) = 166,1349 \text{ g}}} \end{array} \right.$$

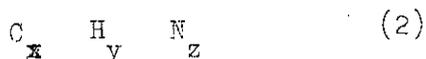
2.1.5. - Conclusion :

Le G.N. a pour formule brute, la formule suivante :

$$\boxed{\text{C}_{108,99} \text{H}_{404,84} \text{N}_{11,86}} \quad (1)$$

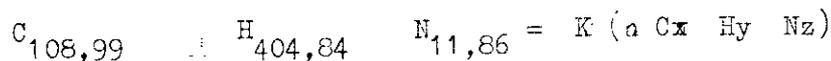
22 Formule fictive du G.N.

Le gaz Naturel de Hassi R'Mel a pour formule fictive :



où x , y , z sont respectivement les nombres d'atomes de carbone, d'hydrogène et d'azote.

La forme (2) est la formule monomère de (1), c'est à dire que l'on a :



ce qui donne :

$$C_x \quad H_y \quad N_z = C \frac{108,99}{K} \quad \frac{H_{404,84}}{K} \quad \frac{N_{11,86}}{K} \quad (3)$$

* Déterminons le coefficient K :

prenons 100 gr de G.N. ; nous avons alors :

$$100 = 12,01 x + 1,008 y + 14,008 z \quad (4)$$

l'expression (3) nous donne :

$$x = \frac{108,99}{K}$$

$$y = \frac{404,84}{K}$$

$$z = \frac{11,86}{K}$$

Et l'équation (4) devient équivalente à :

$$K = 10^{-2} (12,01 \times 108,99 + 1,008 \times 404,84 + 14,008 \times 11,86)$$

soit

$$\underline{\underline{K = 18,831}}$$

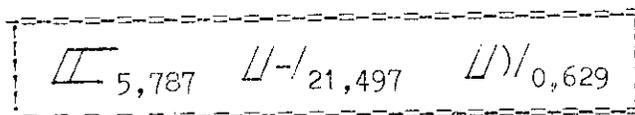
* Les valeurs de x , y et z sont alors :

$$x = 5,787$$

$$y = 21,497$$

$$z = 0,629$$

* La forme monomère de (i) est donc :



23: Masse molaire du G.N. (M G N)

En prenant 100 moles de G.N. , la masse molaire du G.N. est liée à celles de ses composants par la relation :

$$M G N = \frac{\sum m_i M_i}{100}$$

où m_i est le pourcentage molaire relatif au composant "i" et M_i sa masse molaire, Ceci étant nous avons :

masse molaire du	CH_4	=	16,042	gr.
"	"	"	C_2H_6	= 30,068 gr.
"	"	"	C_3H_8	= 44,094 "
"	"	"	C_4H_{10}	= 58,120 "
"	"	"	C_5H_{12}	= 72,146 "
"	"	"	C_6H_{14}	= 86,172 "
"	"	"	He	= 4,003 "
"	"	"	H_2	= 28,016 "
"	"	"	CO_2	= 44,010 "

Connaissant les pourcentages molaires m_i on en déduit :

$$M G N = 18,90554 \text{ g/mole}$$

soit :

$$M_{GN} = 18,90654 \text{ kg/Kmole}$$

24 masse volumique du G.N. : (ρ_0 G.N.)

Comme précédemment, la masse volumique du G.N. est liée à celles de ses composants par la relation :

$$\rho_0 \text{ G N} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \rho_i}{100}$$

où ρ_i est la masse volumique constituant "i"

masse volumique du C H_4 :	= 0,7168 g/l
" " " $\text{C}_2 \text{ H}_6$:	= 1,356 g/l
" " " $\text{C}_3 \text{ H}_8$:	= 2,019 g/l
" " " $\text{C}_4 \text{ H}_{10}$:	= 2,703 g/l
" " " N_2 :	= 1,2505 g/l

Par suite, en négligeant les constituants dont le pourcentage est faible, on obtient :

$$\rho_0 \text{ G N} = 0,83125 \text{ g/l}$$

25 Volume molaire (V_0 GN)

Nous avons de même :

$$V_0 \text{ G N} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i V_{oi}}{100}$$

Volume molaire du CH_4 :	= 22,362 l/mole
" " " $\text{C}_2 \text{ H}_6$:	= 22,16 "
" " " $\text{C}_3 \text{ H}_8$:	= 21,82 "
" " " $\text{C}_4 \text{ H}_{10}$:	= 21,49 "
" " " $\text{C}_5 \text{ H}_{12}$:	= 22,40 "

ce qui donne :

$$V_0 \text{ G N} = 22,15769 \text{ l/mole}$$

26 Constante " R" du G N

En appliquant la loi des gaz parfaits au G.N. nous avons :

$$P_0 V_0 = R T_0 \implies R = \frac{P_0 V_0}{T_0}$$

où $T_0 = 273^\circ\text{K}$

$$V_0 = \frac{22,15769}{18,90664} \text{ m}^3 / \text{hg}$$

$$P_0 = 10,13 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$$

En remplaçant chaque terme par sa valeur

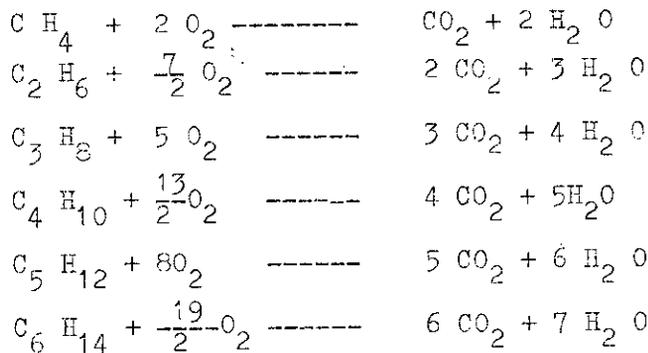
on obtient :

$$R \approx 435 \text{ J/hg } ^\circ\text{K}$$

3 Calcul du rapport de mélange stoechiométrique, (fs:)

3.1 masse d'air strictement nécessaire à la combustion :

* Equations de combustion du composant du G.N. en mélange stoechiométrique :



* masse d' O_2 nécessaire à la combustion de 100 moles de G N

En prenant 100 moles de G N , nous aurons :

83,43	moles de	CH ₄	nécessitent	2 × 83,43	V moles de	O ₂
6,92	"	"	C ₂ H ₆	"	$\frac{7}{2}$ × 6,92	moles de O ₂
2,12	"	"	C ₃ H ₈	"	5 × 2,12	" " "
0,83	"	"	C ₄ H ₁₀	"	$\frac{13}{2}$ × 0,83	" " "
0,21	"	"	C ₅ H ₁₂	"	8 × 0,21	" " "
0,13	"	"	C ₆ H ₁₄	"	$\frac{19}{2}$ × 0,13	" " "

La masse d'O₂ nécessaire à la combustion de 100 moles de G.N est :

$$m(O_2) = (2 \times 83,43) + (\frac{7}{2} \times 6,92) + (5 \times 2,12) + \\ + (\frac{13}{2} \times 0,83) + (8 \times 0,21) + (\frac{19}{2} \times 0,13)$$

ce qui donne :

$$m(O_2) = 209,99 \text{ moles de } O_2$$

soit

$$m(O_2) = 6719,68 \text{ gr}$$

* La masse d'N₂ nécessaire est :

$$m(N_2) = 3,76 \times 209,99 \text{ mole de } N_2$$

soit

$$m(N_2) = 22120,3802 \text{ gr}$$

* Conclusion

La masse d'air nécessaire, pour brûler 100 Moles de G N est :

$$m a_o = m(O_2) + m(N_2) = A_s$$

soit

$$m a_o = A_s = 28840,0602 \text{ gr}$$

32 Valeur du rapport de mélange ($f_s = \frac{C}{As}$)

On a :

$$C = M G N = 1890,664 \text{ gr pour } 100 \text{ moles de G.N.}$$

$$As = 28840,0602 \text{ gr}$$

d'où

$$f_s = \frac{C}{As} = 0,06555 \quad \text{=====} \quad \underline{\underline{f_s = 0,066}}$$

4- CALCUL DES ENTHALPIES DU G.U. :

On prendra dans cette partie, la température de référence égale à 0°K ($T_r = 0°K$).

4.1-Enthalpie de formation du G.U à $T_r = 0°K$

4.1.1 - Rappel théorique :

* L'enthalpie standard de formation (ΔH_f^0) est la variation d'enthalpie qui accompagne la formation d'une mole d'un composé dans son état standard à partir de ses éléments, également puis dans leur état standard.

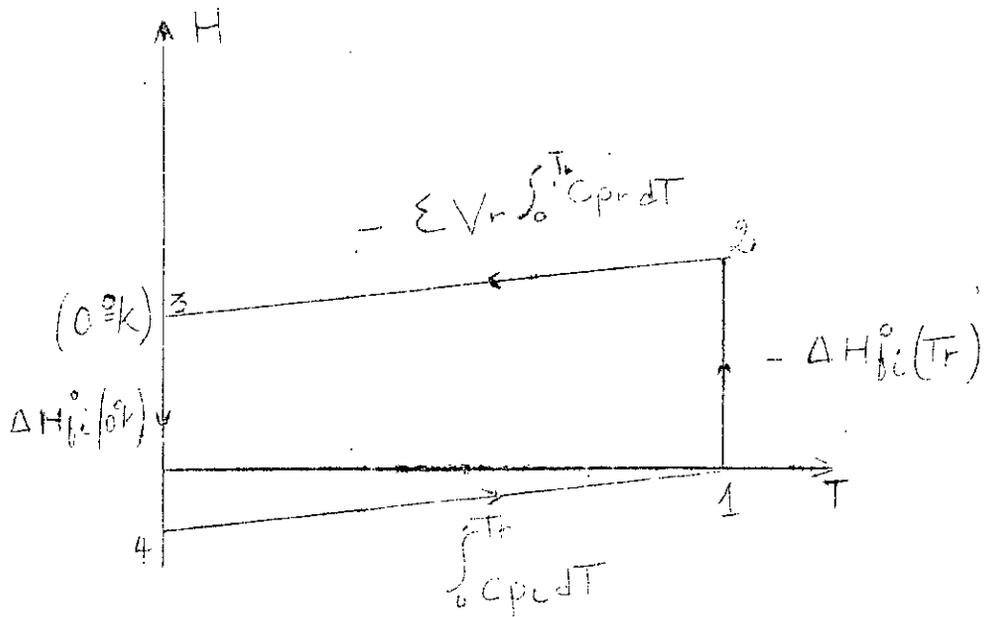
* L'enthalpie sensible est utilisée lorsqu'il n'y a pas de réactions chimiques dans les transformations thermodynamiques. Elle est symbolisée par :

$$\Delta H^0_S = \int_{T_1}^{T_2} C_p \, dT$$

* Les enthalpies sensibles, de chaque élément, sont données par les tables de R I B A U D à la température de référence $T_r = 298°K$.

* Passage d'une température de référence $T_r = 298°K$ à une autre température de référence $T_r = 0°K$.

* On peut facilement passer d'une énergie de formation d'un composant chimique "i" à la température de référence $T_r = 298°K$ à l'énergie de formation à une autre température de référence $T_r = 0°K$ en réalisant les transformations fictives dans le diagramme (H.T) suivant :



- 1-2 : - décomposition du produit "i" en ses éléments à la température T_r par fourniture de $\Delta H_f^0 i (T_r)$
- 2-3 : - refroidissement de T_r à $0^\circ K$ des gaz formés
- 3-4 : - Formation du produit "i" à $0^\circ K$ tout en obtenant $\Delta H_f^0 i$
- 4-1 : - Réchauffement du produit "i" de la température initiale à la température T_r ; la chaleur d'échauffement est

$$\int_0^{T_r} C_{p,i} dT$$

* D'après la loi de Hess ; le ΔH d'une réaction est indépendant du chemin suivi par la réaction ainsi nous avons :

$$\Delta H_{13} = - (\Delta H_f^0)_i \text{ Tr} - \sum (V_r \int_0^{\text{Tr}} C_{p_r} dT)$$

où V_r est le nombre de moles d'espèce V composant la mole i .

soit

$$\Delta H_{31} = (\Delta H_f^0)_i + \int_0^{\text{Tr}} C_{p_i} dT$$

on peut donc écrire :

$$(\Delta H_f^0)_i^{\text{Tr}} - (\Delta H_f^0)_i = \int_0^{\text{Tr}} C_{p_i} dT - \sum (V_r \int_0^{\text{Tr}} C_{p_r} dT)$$

4.1.2 - Applications

* Calcul du $(\Delta H_f^0)^{0^\circ\text{K}}$ du CO_2

$$(\Delta H_f^0)_{\text{CO}_2}^{298^\circ\text{K}} - (\Delta H_f^0)_{\text{CO}_2}^{0^\circ\text{K}} = \int_0^{298^\circ\text{K}} C_{p_{\text{CO}_2}} dT - \left[\int_0^{298^\circ\text{K}} C_{p_{\text{C}}} dT + \right]$$

$$\int_0^{298^\circ\text{K}} C_{p_{\text{CO}_2}} dT \cdot (\Delta H_f^0)_{\text{CO}_2}^0 = (\Delta H_f^0)_{\text{CO}_2}^{298} - \int_0^{298} C_{p_{\text{CO}_2}} dT + n \int_0^{298} C_{p_{\text{C}}} dT +$$

$$m \int_0^{298} C_{p_{\text{O}_2}} dT$$

(n et m étant respectivement le nombre d'atomes de carbone (C) et d'hydrogène (H) du gaz CO_2)

ce qui donne :

$$(\Delta H_F^0)^0_{CO_2} = (\Delta H_F^0)^{298}_{CO_2} - (\Delta H_S^0)_{CO_2} + (\Delta H_S^0)_{CO_2} + (\Delta H_S^0)_{O_2}$$

Et d'une manière générale, pour un gaz "i" nous aurons formule pratique suivante :

$$(\Delta H_F^0)^0_{\text{gaz "i"}} = (\Delta H_F^0)^{298}_{\text{gaz "i"}} - (\Delta H_S^0)_{\text{gaz i}} + n(\Delta H_S^0)_c + \frac{m}{2}(\Delta H_S^0)_{H_2}$$

D'après cette relation et les tables de RIBAUD , nous obtenons immédiatement

$$(\Delta H_F^0)^0_{CO_2} = - 94, 015 - 2,23811 + 0,25160 + 2,06978$$

soit :

$$(\Delta H_F^0)^0_{CO_2} = - 8936,72 \text{ kJ/Kg} \quad (\Delta H_F^0)^0_{CO_2} = - 93,96853 \frac{\text{kcal}}{\text{môle}}$$

* $(\Delta H_F^0)^0_{CH_4}$:

$$(\Delta H_F^0)^0_{CH_4} = - 17,389 - 2,397 + (1 \times 0,2516) + 2 \times 2,0381$$

ou :

$$(\Delta H_F^0)^0_{CH_4} = - 15,98678 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (\Delta H_F^0)^0_{CH_4} = - 4171 \text{ kJ/kg}$$

* $(\Delta H_F^{\circ})_{C_2 H_6}$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_2 H_6}^{\circ} = - 20,230 - 2,856 + (2 \times 0,2516) + 3 \times 2,02381$$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_2 H_6} = - 16,51737 \frac{\text{kcal}}{\text{mole}}$$

soit

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_2 H_6} = - 2299,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

* $(\Delta H_F^{\circ})_{C_3 H_8}$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_3 H_8}^{\circ} = - 24,820 - 3,512 + (3 \times 0,2516) + 4 \times 2,02381$$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_3 H_8}^{\circ} = - 19,48196 \frac{\text{Kcal}}{\text{mole}} \quad \text{=====} \quad (\Delta H_F^{\circ})_{C_3 H_8}^{\circ} = - 1849,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

* $(\Delta H_F^{\circ})_{C_4 H_{10}}$:

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_4 H_{10}}^{\circ} = - 29,812 - 4,645 + (4 \times 0,2516) + (5 \times 2,02381)$$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_4 H_{10}}^{\circ} = - 23,33185 \frac{\text{Kcal}}{\text{mole}} \quad \text{=====} \quad (\Delta H_F^{\circ})_{C_4 H_{10}}^{\circ} = - 1680,22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

* $(\Delta H_F^{\circ})_{C_5 H_{12}}$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_5 H_{12}} = - 35,000 - 5,668 + (5 \times 0,25 16) + 6 \times 2,02381$$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_5 H_{12}}^{\circ} = - 27,26 71 \text{ h } \frac{\text{kcal}}{\text{mole}} \quad \text{=====} \quad (\Delta H_F^{\circ})_{C_5 H_{12}}^{\circ} = - 1581,88 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

* $(\Delta H_F^{\circ})_{C_6 H_{14}}$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_6 H_{14}}^{\circ} = - 39,960 - 6,691 + (6 \times 0,25 16) + (7 \times 2,02381)$$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{C_6 H_{14}}^{\circ} = - 30,974 73 \frac{\text{Kcal}}{\text{mole}} \quad \text{=====} \quad (\Delta H_F^{\circ})_{C_6 H_{14}}^{\circ} = - 1504,49 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

* $(\Delta H_F^{\circ})_{H_2}^{\circ}$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{H_2}^{\circ} = 0 \quad (\text{par convention l'enthalpie des éléments simples est nulle à } 0^{\circ}\text{K})$$

* $(\Delta H_F^{\circ})_{H_2 O}^{\circ}$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{H_2 O}^{\circ} = - 57,7979 - 2,3651 + (1 \times 2,02381) + (\frac{1}{2} \times 2,06978)$$

$$(\Delta H_F^{\circ})_{H_2 O}^{\circ} = - 57,10430 \frac{\text{KJ}}{\text{mole}} \quad \text{=====} \quad (\Delta H_F^{\circ})_{H_2 O}^{\circ} = 13266,54 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

* Conclusion : $(\Delta H_F^\circ)^\circ_{G.I.}$

En prenant 100 moles de G.I. , nous avons :

$$\begin{aligned}
 (\Delta H_F^\circ)^\circ_{G.I.} &= \frac{1}{100} \left((\Delta H_F^\circ)^\circ_{CO_2} + (\Delta H_F^\circ)^\circ_{CH_4} + (\Delta H_F^\circ)^\circ_{C_2H_6} + \right. \\
 &\quad \left. + (\Delta H_F^\circ)^\circ_{C_3H_2} + (\Delta H_F^\circ)^\circ_{C_4H_{10}} + (\Delta H_F^\circ)^\circ_{C_5H_{12}} + (\Delta H_F^\circ)^\circ_{C_6H_{14}} \right) \\
 &\quad + (\Delta H_F^\circ)^\circ_{H_2O}
 \end{aligned}$$

ce qui donne :

$$(\Delta H_F^\circ)^\circ_{G.I.} = - 15,3823 \frac{\text{Kcal}}{\text{mole}}$$

soit

$$(\Delta H_F^\circ)^\circ_{G.I.} = - 3405,29 \frac{\text{KJ}}{\text{mole}}$$

4.2 - ENTHALPIE GLOBALE DU G.M à 298°K

4.2.1 : Définition :

L'enthalpie globale à la température T (°K) est égale à la somme de l'enthalpie de formation à la température de référence (Tr = 0°K) et de l'enthalpie sensible.)

Elle est symbolisée par : H^T

On a donc :

$$H^{298^{\circ}\text{K}} = (\Delta H_{\text{F}}^{\circ})^{\circ} + \int_0^{298^{\circ}\text{K}} C_p dT$$

4.2.2. Application

En calculant le $H^{298^{\circ}\text{K}}$ de chaque composant du G.M ; on obtient le $H^{298^{\circ}\text{K}}$ du G.M par simple addition

$$H_{\text{G.M.}}^{298^{\circ}\text{K}} = - 12,92365 \text{ Kcal/mole}$$

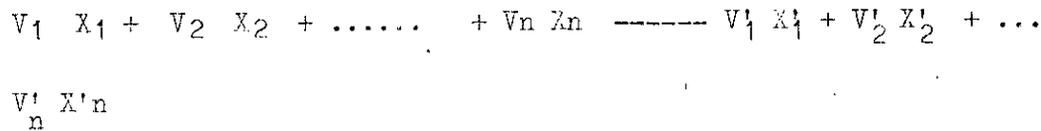
soit

$$H_{\text{G.M.}}^{298^{\circ}\text{K}} = - 2861,0036 \text{ KJ/Kg}$$

4.3. - ENTHALPIE DE COMBUSTION DE G.N à 298

4.3.1. - Rappel théorique

- considérons l'équation stoechiométrique suivante :



L'enthalpie de combustion à une température quelconque T est donnée par la formule de K I R C H O P P :

$$(\Delta H_c^0)^T = \sum_{i=1}^{i=n} V'_i \left[(\Delta H_{F,i}^0)^{Tr} + \int_{Tr}^T C_{p,x'i} dT \right] - \sum_{i=1}^{i=n} V_i \left[(\Delta H_{F,i}^0)^{Tr} + \int_{Tr}^T C_{p,x_i} dT \right]$$

Mais

$$(\Delta H_{F,i}^0)^{Tr} + \int_{Tr}^T C_{p,x'i} dT = H_{x'i}^T$$

$$(\Delta H_{F,i}^0)^{Tr} + \int_{Tr}^T C_{p,x_i} dT = H_{x_i}^T$$

finalement on a :

$$(\Delta H_c^0)^T = \sum_{i=1}^{i=n} V'_i H_{x'i}^T \text{ (Produits)} - \sum_{i=1}^{i=n} V_i H_{x_i}^T \text{ (réactifs)}$$

4.3.2. - Application

On prendra toujours $T_r = 0^\circ\text{K}$ et $T = 298^\circ\text{K}$.

Pour trouver le $(\Delta H_c^\circ)^{298}$ du G.N., il suffit de connaître le $(\Delta H_c^\circ)^{298}$ de chacun de ses composants et on obtiendra le résultat suivant :

$$(\Delta H_c^\circ)_{\text{G.N.}}^{298^\circ\text{K}} = - 10688,30 \text{ Kcal/kg}$$

soit

$$(\Delta H_c^\circ)_{\text{G.N.}}^{298^\circ\text{K}} = - 44\,735,88 \text{ KJ/Kg}$$

III

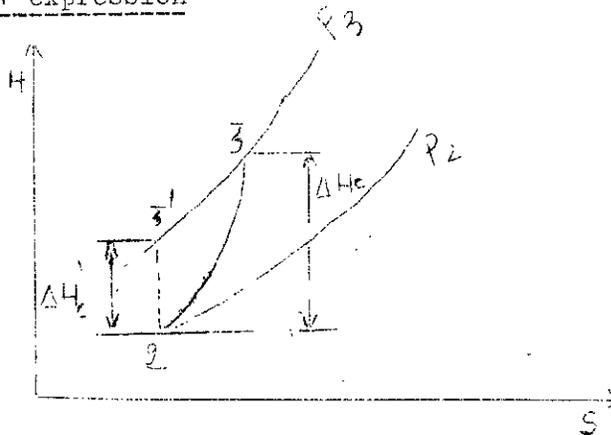
CALCULS RELATIFS AU COMPRESSEUR

On utilisera un compresseur axial ayant un rendement polytropique que l'on fixe à :

$$\rho_c = 0,85$$

1er Travail de compresseur

1.1 expression



Le travail réel requis par le compresseur et par kilogramme d'air est égal à :

$$\Delta H_c = H_3 - H_2$$

soit

$$\Delta H_c = C_{pa} (T_3 - T_2) \quad (1)$$

où C_{pa} est la chaleur spécifique de l'air à l'entrée du compresseur

L'efficacité adiabatique du compresseur est défini par :

$$\eta_{ac} = \frac{\Delta H'c}{\Delta H_c} = \frac{\Delta H'c}{\eta_{ac} \Delta H_c}$$

où $\Delta H'c$ est la variation d'enthalpie de la transformation isentropique; c'est à dire :

$$\Delta H'c = C_{pa} (T_3' - T_2)$$

soit

$$\Delta H'c = C_{pa} T_2 \left(\frac{T_3'}{T_2} - 1 \right)$$

L'expression du travail réel du compresseur devient alors :

$$\Delta H_c = \frac{1}{n_{ac}} C_{pa} T_2 \left(\frac{T'_3}{T_2} - 1 \right) \quad (2)$$

La loi des gaz parfaits d'une part, et l'équation de l'adiabatique d'autre part, nous permettent d'écrire :

$$\begin{array}{l} P_2 V_2^\gamma = P'_3 V'^3_\gamma \\ PV = RT \end{array} \quad \Longrightarrow \quad \frac{T'_3}{T_2} = \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

L'expression (2) devient alors , en posant

$$m = \frac{P_3}{P_2}$$

$$\Delta H_c = \frac{1}{n_{ac}} C_{pa} T_2 \left(m^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

soit en faisant intervenir le coefficient polytropique K.

$$\Delta H_c = C_{pa} T_2 \left(m^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right) \quad (3)$$

telle est l'expression du travail réel requis par le compresseur

Exemple :

Calculer le travail réel ΔH_c en fonction de m et K pour un gaz parfait (air) en utilisant les valeurs de γ (1,4) et C_{pa} (0,247 kJ/kg.K).

2 Températures de sortie de l'air du compresseur

2.1 température réel (T3)

D'après la relation (3) nous avons :

$$m \frac{K-1}{K} = \frac{\Delta H_c}{C_{pa} T_2} + 1$$

mais

$$P_3 V_3^K + P_2 V_2^K$$

$$PV = RT \quad \Longrightarrow \quad \frac{T_3}{T_2} = m \frac{K-1}{K}$$

D'où l'on déduit

$$T_3 = T_2 + \frac{\Delta H_c}{C_{pa}} \quad (4)$$

2.2. Température Théorique : (T'3)

La température théorique (T'3) est légèrement inférieure à la température T3 ;

on a :

$$P_2 V_2^\gamma = P'_3 V'^3_\gamma \neq P_3 V'^3_\gamma$$

ce qui permet d'écrire

$$\left(\frac{T'_3}{T_2}\right)^\gamma = \left(\frac{T_3}{P_2}\right)^{\gamma-1}$$

$$m = \frac{P_3}{P_2} \quad \Longrightarrow \quad T'_3 = T_2 m \frac{\gamma-1}{\gamma} \quad (5)$$

3 Applications numériques

La température d'admission de l'air dans le compresseur étant fixée à $T_2 = 298^\circ\text{K}$, attribuons au taux de compression m les valeurs suivantes :

$$m = 6 \quad ; \quad m = 8 \quad ; \quad m = 10$$

cela étant calculant :

. Le coefficient polytropique K

K est lié au coefficient de l'adiabatique et au rendement polytropique N_{pc} du compresseur par la relation :

$$\frac{K - 1}{K} = \frac{1}{N_{pc}} \cdot \frac{m - 1}{m} \quad (\text{avec } K \quad)$$

pour $m = 1,374$
 $N_{pc} = 0,85$

$$\frac{K - 1}{K} = 0,320 \quad \text{====} \quad K = 1,471$$

Cpa $T_2 = (?)$

$$C_{pa} = 1\text{KJ/Kg } ^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 298 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\text{====} \quad C_{pa} T_2 = 298 \text{ KJ /Kg}$$

Résultats

Ils sont résumés dans le tableau suivant :

m	6	8	10
$\Delta H_c (K_t J/Kg)$	230	282	324
$T_3 (^{\circ}K)$	528	580	622
$T'_{3} (^{\circ}K)$	485	525	558

nota :

On s'est fixé le rapport de compresseur

m à 6 , 8 et 10 pour des raisons que nous verrons ultérieurement.

CHALEURS SPECIFIQUES
DE L'AIR ET DE L'EAU

T (°K)	C_{pa} (Ks/kg)	T (°K)	C_{pe} (Ks/kg)
270	1,005	900	2,217
280	1,005	1000	2,287
300	1,006	1100	2,357
325	1,007	1200	2,427
350	1,009	1300	2,490
375	1,011	1400	2,551
400	1,014	1500	2,628
500	1,030	1600	2,661
600	1,051	1700	2,710
700	1,075	1800	2,756
800	1,099	1900	2,788
900	1,117	2000	2,836
1000	1,141	2100	2,871

PL: 1

CHAPITRE IV

EVALUATION

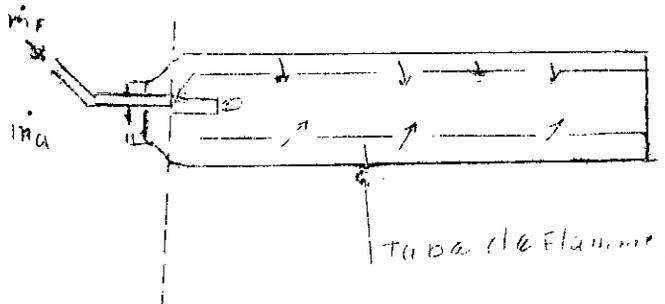
PARAMETRIQUE

DES CYCLES SIMPLES ET COMBINES

A E T U D E DE LA COMBUSTION

1/ Description de la chambre de combustion

* Schéma de la chambre



* Description

Dans un cycle de turbine à gaz, la chambre de combustion est la partie vitale. C'est dans la chambre de combustion qu'a lieu la transformation de l'énergie chimique en énergie thermique d'où résultent principalement :

- la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur
 - et la puissance excédentaire transmise à l'alternateur.
- . D'une manière générale, une chambre de combustion comporte essentiellement :

- I un injecteur qui assure la consommation en fuel (G.N) de la combustion.
- II un dispositif d'accroche flamme
- III et d'un tube de flamme

Celui ci est constitué par une paroi continue percée de trous qui assurent la répartition de l'air à travers la chambre en :

- * air primaire, représentant 13% de l'air total admis dans la chambre de combustion et qui lui seul participe à la combustion proprement dite.
- * air de dilution, représentant 77% de la quantité totale d'air introduit dans le foyer de la chambre.

L'air de dilution permet d'homogénéiser la température de mélange (air + GN)

L'air de dilution se répartit à son tour :

- en air secondaire , évalué à 15% de l'air de dilution
- et en air tertiaire , évalué à 62 % de l'air de dilution

Nota :

Le nombre et l'emplacement des trous autour du tube de flamme sont déterminés par le débit d'air et par la **résistance** du tube, et c'est l'expérience qui permet de déterminer la forme, le nombre ainsi que l'emplacement de ces orifices.

2/ différents facteurs intervenant dans la combustion

2.1 Rapport de mélange

* Rappel : Le rapport de mélange est défini par :

$$f = \frac{C}{A} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (1)$$

A : masse d'air nécessaire à la combustion avec excès d'air

C : masse de combustible utilisée dans la combustion

\dot{m}_f : débit masse de fuel ; \dot{m}_a débit masse d'air

* Importance du rapport de mélange

Le mélange carburé possède une limite d'inflammabilité pauvre et une limite riche en dehors desquelles la combustion est impossible.

Ces limites dépendent essentiellement de la nature du combustible (liquide , gazeux , solide)

Pour les machines thermiques, le rapport de mélange est limité par :

$$0,04 \leq f \leq 0,15$$

- Pour les turbines à gaz il est de l'ordre de

$$f = \frac{1}{60} \approx 0,02$$

* rapport de mélange stoechiométrique

$$f_s = \frac{C}{A_s} \quad 0,066 \quad (\text{vu dans I.32})$$

2.2 richesse des mélange

* définition :

La richesse d'un mélange de gaz de combustion est définie par :

$$\phi = \frac{A_o}{A} \quad (A_o : \text{masse d'air nécessaire à une température stricte})$$

soit en faisant intervenir les rapports de mélange f et f_s

$$\phi = \frac{f}{f_s} \quad (2)$$

* différents types de mélange

On classe les mélanges des gaz de combustion selon la valeur de la richesse ϕ ; ainsi nous avons :

pour $\phi = 1$	on a un mélange strict
$\phi > 1$	" " " riche
$\phi < 1$	" " " pauvre

Dans les combustions avec l'air on travaille le plus souvent en mélange pauvre.

2.3 excès d'air

Il est défini par :

$$\alpha = (1 - \phi) / \phi$$

généralement dans les turbines à combustion on est obligé de fonctionner avec très net excès d'air pour ne pas dépasser la limite maximale (1400°K) de la température d'admission de la turbine.

2.4 Rendement de la combustion

* Il est défini par :

$$n_b = \frac{\dot{m} f'}{\dot{m} f} \quad (3)$$

soit en prenant :

$$\begin{aligned} \dot{m} f' &= f' \dot{m} a \\ \dot{m} f &= f \dot{m} a \end{aligned} \quad \text{=====} \quad n_b = \frac{f'}{f}$$

* on se fixe un rendement de combustion égal à

$$n_b = 0,96$$

3/ Combustion avec injection d'eau :

3.1 Hypothèses de base

- H1 Tous les points situés entre 2 et 3 (schéma I) sont, du point de vue thermodynamique, équivalents. Si bien que l'eau pourrait être injectée avant, au cours ou à la fin de la combustion.
- H2 Toute la chaleur reçue par l'eau lui sera fournie directement par le combustible.
- H3 Le passage de l'état liquide à l'état de gaz de l'eau n'exige aucune dépense d'énergie mécanique sous la pression maximale du cycle.
- H4 Les pertes de charges, au cours de la combustion sont faibles lorsque l'installation fonctionne sans ou avec injection d'eau.
(au cours de notre étude, on négligera les pertes de pressions, qui sont de l'ordre de 4% pour faciliter la lecture du diagramme(H,S))

3.2 Variation de α en fonction de la richesse (ϕ)

Soient \dot{q} (Kg/s) le débit d'eau injecté dans la chambre de combustion et \dot{m}_a la masse d'eau injectée par kilogramme d'air, c'est à dire que α est égal au rapport :

$$\alpha = \dot{q} / \dot{m}_a \quad (4)$$

On se propose pour une température, fixée à l'avance, de sortie de la chambre de combustion de trouver les variations de α en fonction de la richesse ϕ

3.2.1. Recherche de l'expression $\alpha = f(\phi)$

* On fixe la température de sortie des gaz de combustion à $T_4 = 900^\circ\text{K}$; évaluons les chaleurs mises en jeu au cours de la combustion simple et de la combustion se faisant avec injection d'eau.

* au cours de la combustion normale, la quantité de chaleur fournie par le mélange des gaz de combustion (GN + air) est égale à :

$$(\dot{m}_a + \dot{m}f_0) (H_4 - H_3)$$

où $\left\{ \begin{array}{l} H_3 = \text{enthalpie de l'air à l'entrée de la chambre de combustion} \\ H_4 = \text{enthalpie de sortie des gaz à la température } T_4 = 900^\circ\text{K} \end{array} \right.$

rapportée à 1 kg d'air, cette expression donne

$$(1 + f_0) \times \Delta H_3^4 \quad (\text{avec } \Delta H_3^4 = H_4 - H_3)$$

* considérons maintenant le cas où la combustion se fait avec injection d'eau et toujours la température de sortie des gaz de combustion (GN + air + vapeur d'eau) à

$$T_4 = 900^\circ\text{K}$$

Pour cela, il faut augmenter la quantité de combustible, par suite la richesse ϕ du mélange (GN + air). Autrement dit, pour une quantité q (kg/s) d'eau introduit dans la chambre, le débit de combustible est réglé de manière à vaporiser toute l'eau injectée et à porter le mélange de gaz de combustion et de vapeur à la température désirée

$$T_4 = 900^\circ\text{K}$$

La chaleur mise en jeu serait alors égale à :

$$(1 + f) (\bar{H}_4 - \bar{H}_3) - \Delta H_e \quad (6)$$

\bar{H}_4 = enthalpie du mélange (GN + air) à la température T_4 $T_4 = 900^\circ\text{K}$

$\bar{H}_3 = H_3$ = enthalpie de l'air à l'entrée de la chambre à la température T_3

ΔH_e = variation d'enthalpie de l'eau entre l'entrée et sa sortie de la chambre ; c'est à dire :

$$\Delta H_e = H_{\text{eau}}(900^\circ\text{K}) - H_{\text{eau}}(303^\circ\text{K})$$

* Le premier principe de la thermodynamique nous permet alors :

$$(1 + f_c) \Delta H_3 = (1 + f) (\bar{H}_4 - H_3) - \Delta H_e$$

soit en prenant

$$\overline{H}_4 - H_3 = \Delta \overline{H}_3^4$$

$$f_0 = f_s \phi_0$$

$$f = f_s \phi$$

il vient alors :

$$(1 + f_s \phi_0) \Delta H_3^4 = (1 + f_s \phi) \Delta \overline{H}_3^4 - \Delta He$$

d'où l'on déduit

$$(7) \quad \alpha = \frac{(1 + f_s \phi) \Delta \overline{H}_3^4 - (1 + f_s \phi_0) \Delta H_3^4}{\Delta He}$$

Telle est la relation $\alpha = f(\phi)$ cherchée

3.2.2/ Interprétation graphique

de $\alpha = f(\phi)$ le diagramme $(h \phi)$ de Chambadal

(voir fig. 3)

3.2.3./ Tableau des valeurs de $\alpha = f(\phi)$

* Calcul de ΔHe

L'eau entre dans la chambre de combustion à l'état liquide et à 30°C . Elle sort à l'état de gaz et à 627°C ; la variation d'enthalpie de l'eau est égale à :

$$\Delta He = H_g (627^\circ C) - H_g (30^\circ C)$$

Par ailleurs, H_g par suite H_e dépend du taux de compression m

Les tables thermodynamiques de l'eau et de la vapeur d'eau nous donnent :

* H_g : $H_g(30^\circ\text{C}) = 125,7 \text{ kJ/Kg}$

* H_g : ΔH_e

m	6	8	10
t ($^\circ\text{C}$)			
600	3701	3699	3697
627	3761	3759,26	3757,48
650	3812,2	3810,6	3809
ΔH_e (KJ/Kg)	3635	3634	3632

Tabl. I

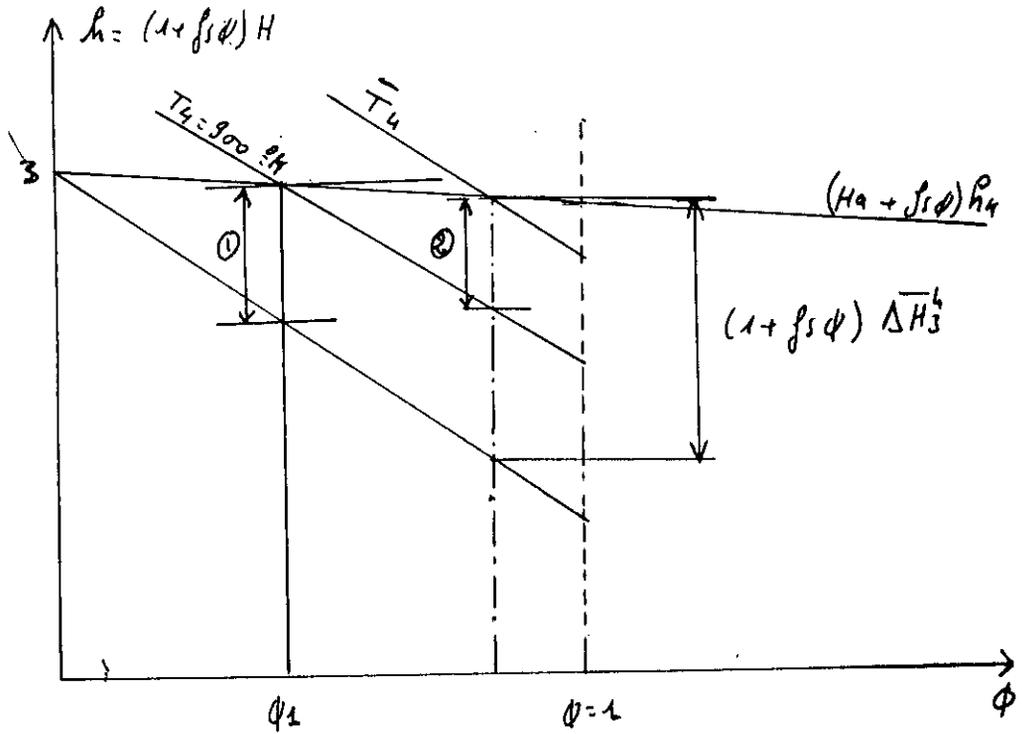
* Calcul de ΔH_3^4 et de ΔH_3^4

En faisant varier la richesse ϕ , le diagramme (h, ϕ) nous permet de déterminer la température de fin de combustion T_4
 ($\bar{T}_4 = T_4 = 900^\circ\text{K}$ pour $\phi_0 = \phi_0$)

La connaissance de \bar{T}_4 et de la richesse ϕ nous permettent de déterminer les termes

ΔH_3^4 et ΔH_3^4 (ΔH_3^4 est constante pour ϕ fixé)

Remarque : On pourrait déterminer les termes $(1 + f_s \phi_0) \Delta H_3^4$ et $(1 + f_s \phi) \Delta H_3^4$ directement par le diagramme (h, ϕ) ; mais cette méthode nous donne des valeurs de ΔH_3^4 légèrement supérieures à celles que l'on trouve en utilisant le diagramme (H, S) . Cela est d'autant



$$\textcircled{1} = (1 + f_s \phi) \Delta H_3^b$$

$$\textcircled{2} = \alpha \Delta H_e$$

Fig: 4

$\alpha = f(\phi)$ pour $m=6$:

* Enthalpie d'entrée de l'air:

* $\Delta H_e = 3635 \text{ J/kg}$

$$\begin{array}{l} H_3 = c_{pa} T_3 \\ T_3 = 528 \text{ °K} \\ c_{pa(T_3)} = 1,036 \text{ kJ/kg} \end{array} \Rightarrow H_3 = 547 \text{ J/kg}$$

ϕ	\bar{T}_4	$\bar{\Delta H}_3^*$	$(1 + f_s \phi) \bar{\Delta H}_3^*$	$(1 + f_c \phi_0) \bar{\Delta H}_3^*$	α
0,15	900	415	419	419	0,000
0,20	1033	580	588	"	.046
0,25	1150	660	671	"	.069
0,30	1255	820	836	"	.115
0,35	1360	995	1018	"	.165
0,40	1455	1125	1155	"	.202
0,45	1550	1265	1303	"	.243
0,50	1650	1405	1451	"	.284
0,55	1740	1540	1596	"	.324
0,6	1900	1770	1840	"	.391
0,7	2000	1940	2030	"	.443
0,8	2143	2170	2285	"	.513
0,9	2275	2436	2581	"	.595
1,0	2364	2671	2847	"	.668
1,2	2278	2515	2714	"	.631

$[\bar{\Delta H}_3^*] = [\Delta H_3^*] = [\text{kJ/kg}]$

TAB: II

$\alpha = f(\phi)$ pour $m=8$:

* Enthalpie d'entrée de l'air:

* $\Delta H_e = 3634 \text{ kJ/kg}$

$H_3 = c_{pa} \times T_3$

$T_3 = 580 \text{ K}$

$c_{pa} = 1,043 \text{ kJ/kg}$

$\Rightarrow H_3 = 605 \text{ kJ/kg}$

ϕ	\bar{T}_4	ΔH_3^0	$(1+f_s\phi) \Delta H_3^0$	$(1+f_s\phi) \Delta H_3^0$	α
0,12	900	365	368	368	0,000
0,15	967	400	404	"	.010
0,17	1022	510	516	"	.040
0,20	1090	540	547	"	.049
0,25	1200	735	747	"	.104
0,30	1300	865	882	"	.141
0,35	1400	995	1018	"	.179
0,40	1500	1135	1165	"	.219
0,45	1600	1280	1318	"	.261
0,50	1691	1415	1462	"	.301
0,55	1780	1545	1601	"	.339
0,6	1867	1675	1741	"	.378
0,7	2033	1935	2024	"	.456
0,8	2177	2156	2270	"	.523
0,9	2316	2445	2590	"	.611
1,0	2409	2622	2795	"	.668
1,2	2314	2465	2660	"	.631

TAB: III

$\alpha = f(\phi)$ pour $m = 10$

* Enthalpie d'entrée de l'air:

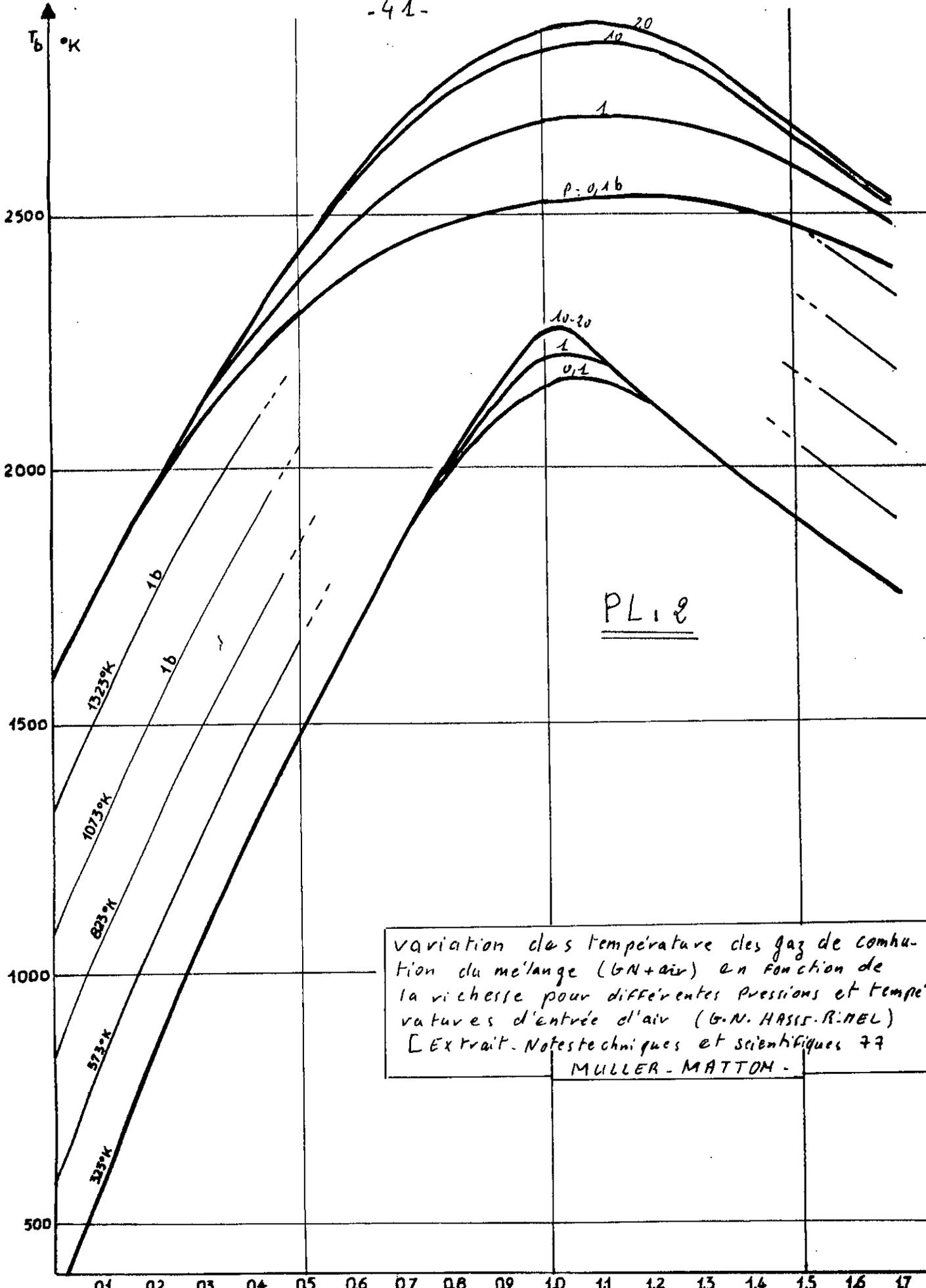
* $\Delta H_e = 3638 \text{ KJ/kg}$

$$\left. \begin{aligned} H_3 &= c_{p(\text{air})} \times T_3 \\ T_3 &= 688 \text{ K} \\ c_{p(\text{air})} &= 1,056 \text{ KJ/kg} \end{aligned} \right\} \Rightarrow H_3 = 657 \text{ KJ/kg}$$

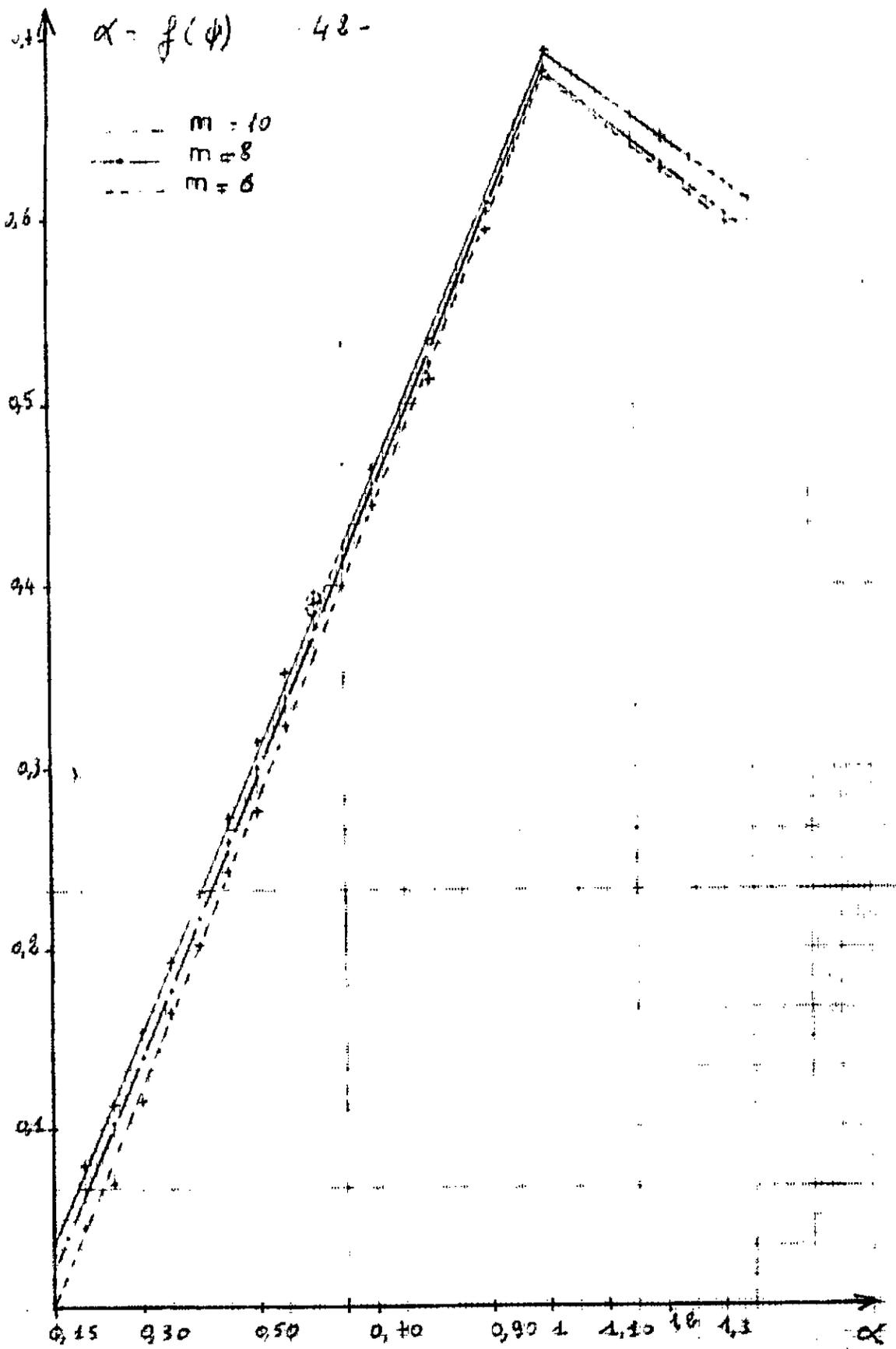
ϕ	T_4	ΔH_3^*	$(1 + f_s \phi) \Delta H_3^*$	$(1 + f_s \phi) \Delta H_3^*$	α
0,1	900	320	322	322	0,000
0,15	1011	455	460	"	.038
0,20	1133	605	613	"	.080
0,25	1233	785	737	"	.114
0,30	1340	870	887	"	.156
0,35	1440	1005	1028	"	.194
0,40	1536	1135	1165	"	.232
0,45	1630	1275	1313	"	.273
0,5	1725	1420	1467	"	.315
0,55	1816	1550	1606	"	.354
0,60	1900	1675	1741	"	.392
0,7	2050	1920	2009	"	.464
0,8	2207	2155	2269	"	.536
0,9	2339	2380	2521	"	.606
1,0	2427	2667	2843	"	0,694
1,2	2342	2475	2671	"	0,647

$[\Delta H_3^*] = [\Delta H_3^*] = [\text{KJ/kg}]$

TAR: IV



variation de la température des gaz de combustion du mélange (GN+air) en fonction de la richesse pour différentes pressions et températures d'entrée d'air (G.N. HASS-RIMEL)
[Extrait. Notes techniques et scientifiques 77
MULLER-MATTON.]



PL: 3

3.2.4 CONCLUSION

* La planche 1 montre que, pour un taux de compression donné, la courbe présente un maximum pour $\phi = 0,1$; et pour une valeur de α fixée, $\alpha = f(\phi)$ varie dans le même sens que m . Mais il est à noter qu'une injection assez importante d'eau entraîne un refroidissement de la flamme. Nous allons nous limiter alors, aux valeurs de ϕ comprises entre (0,15 et 0,6)

* Par ailleurs, si l'on augmente le taux de compression m , la température d'admission (T_3) à la chambre augmente et le terme $(1 + f_s \phi_0) \Delta H_3^4$ diminue ainsi que ΔH_e . Par suite α augmente rapidement pour des faibles valeurs de ϕ et la combustion ne pourrait avoir lieu. Cela justifie le choix des valeurs de m prises égales à 6 8 et 10.

B/ DÉTENTE DANS LA TURBINE

* Pour la détente, on se fixera un rendement polytropique de la turbine égal à

$$\underline{\underline{np_T = 0,85}}$$

* Choix de la température d'admission

Pour mieux ressortir la comparaison entre les 2 fonctionnements de la même turbine à des taux de compression différents ($m = 6$, 8 et 10), il faut fixer la même température d'admission T_4 dans la turbine.

Si on observe les tableaux II, III et IV, nous avons :

pour $m = 6$ et $\phi = 0,15$ on a $T_4 = 900^\circ\text{K}$

$m = 8$ et $\phi = 0,12$ " " " = "

$m =$ et $\phi = 0,1$ " " " = "

Dans ce cas la température d'admission dans la turbine est la même et égale à 900°K , mais la machine fonctionne avec un mauvais rendement. On est donc amené à augmenter la richesse ϕ par suite T_4 .

pour $m = 6$ et $\phi = 0,20$ on a $T_4 = 1033^\circ\text{K}$ et $\chi_1 = 0,046$
" $m = 8$ et $\phi = 0,17$ " " $T_4 = 1022^\circ\text{K}$ et $\chi_1 = 0,040$
" $m = 10$ et $\phi = 0,15$ " " $T_4 = 1011^\circ\text{K}$ et $\chi_2 = 0,038$

On remarque que ces 3 valeurs de T_4 sont

sensiblement égales et on pourrait considéré à la limite que la température d'admission à la turbine et la même pour les différents taux de compression considérés.

Ainsi nous sommes amenés, dans la suite de notre étude, à prendre comme paramètre $\bar{\alpha}$ (au lieu de α) qui est égale à

$$\begin{aligned}\bar{\alpha} &= \alpha - \alpha_0 & \text{pour } m &= 6 \\ \bar{\alpha} &= \alpha - \alpha_1 & \text{pour } m &= 8 \\ \bar{\alpha} &= \alpha - \alpha_{12} & \text{pour } m &= 10\end{aligned}$$

représente la quantité d'eau nécessaire à injecter dans la chambre de combustion pour ramener la température du mélange (GN + air) de \bar{T}_4 à , selon la valeur de m, 1033°K , 1022°K ou 1011°K.

1/ Dans le cas où m = 10, on a $\alpha_{12} = \alpha_1 + \alpha_2$

1/ Chute d'enthalpie au cours de la détente

. Pour une richesse ϕ donnée , la détente isentropique (théorique) s'effectue suivant le trajet 4 - 5'. La chute d'enthalpie est égale à la différence

$$\Delta H_t = H_4 - H'_5$$

. La détente réel ΔH_r du mélange des gaz de combustion s'effectue suivant le chemin 4 - 5 ; elle est liée à H_t et au rendement adiabatique na_T de la turbine par la relation :

$$na_T = \frac{H_4 - H_5}{H_4 - H'_5} = \frac{\Delta H_r}{\Delta H_t}$$

d'où

$$\Delta H_r = na_T \Delta H_t \quad (8)$$

2/ Température réelle en fin de détente

* La température de sortie théorique est égale à T'_5 et elle est donnée directement par le diagramme (H , S).

* La température réelle de sortie du mélange des gaz de combustion est liée à T'_5 et au rendement adiabatique (na_T) de la turbine par l'expression

$$na_T = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T'_5}$$

d'où l'on déduit :

$$T_5 = T_4 - na_T (T_4 - T_5) \quad (9)$$

3°) Calcul du rendement adiabatique de la turbine

3.1 expression de W_{aT} :

Le travail de la turbine est exprimé par la relation :

$$W_t = na_T C_p T_4 \left[1 - \frac{P_5}{P_4} \frac{\bar{\gamma} - 1}{\bar{\gamma}} \right] \quad (10)$$

C_p = chaleur spécifique du mélange de gaz de combustion (GN + air) à la sortie de la chambre

$\bar{\gamma}$ = coefficient de l'adiabatique

en faisant intervenir le coefficient polytropique K ; l'expression (10) devient équivalente à :

$$W_t = C_p T_4 \left[1 - \frac{P_5}{P_4} \frac{K - 1}{K} \right] \quad (11)$$

L'équivalence de (10) : à (11) donne :

$$na_T \left[1 - \frac{P_5}{P_4} \frac{\bar{\gamma} - 1}{\bar{\gamma}} \right] = \left[1 - \frac{P_5}{P_4} \frac{K - 1}{K} \right]$$

D'où l'on déduit :

$$na_T = \frac{1 - \frac{P_5}{P_4} \frac{K-1}{K}}{1 - \frac{P_5}{P_4} \frac{\bar{\gamma}-1}{\bar{\gamma}}} \quad (12)$$

Telle est l'expression de na_T

3.2 Calcul du coefficient polytropique K :

* Le coefficient K est lié au rendement polytropique de la turbine np_T et au coefficient de l'adiabatique k par la relation

$$np_T = \frac{(K-1)/K}{(\bar{\gamma}-1)/\bar{\gamma}}$$

ce qui donne

$$\frac{K-1}{K} = np_T \frac{\bar{\gamma}-1}{\bar{\gamma}}$$

* application numérique

. La planche 4 nous donne pour $T_4 = 900^\circ K$

$$\bar{\gamma} = 1,337 \hat{=} 1,34$$

$$np_T = 0,85$$

$$\frac{K-1}{K} = 0,85 \frac{0,34}{1,34} = \frac{K-1}{K} = 0,216$$

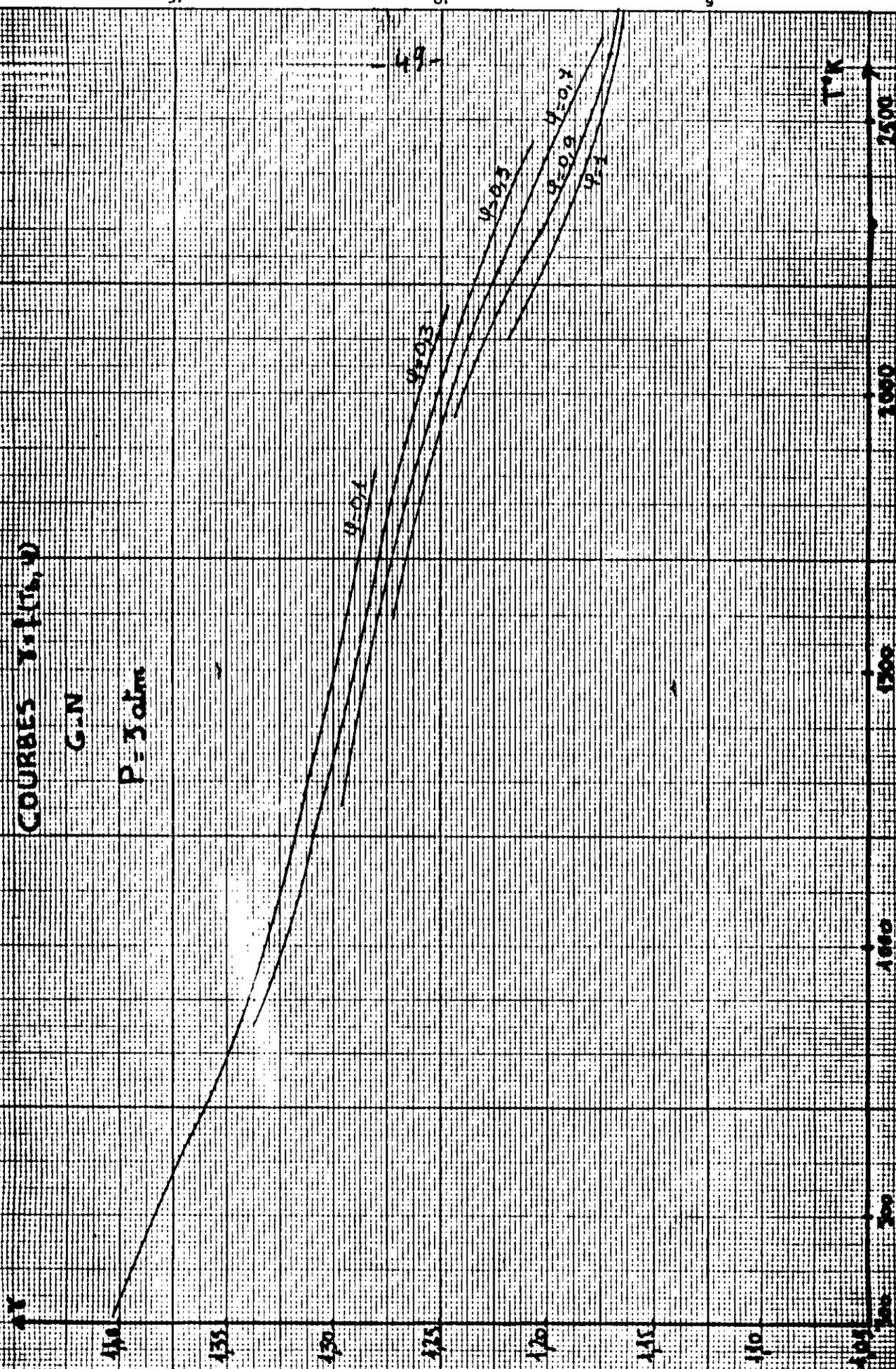
d'où l'on déduit la valeur de K

$$\underline{\underline{K = 1,276}}$$

COURBES $T_f(t_0, v)$

G-N

$P = 3 \text{ atm}$



T_f

2500

1000

1500

1000

500

1000

10

15

5

3.3 Conclusion ; valeur de na_T

Le rendement adiabatique de la turbine est égal à :

$$na_T = \frac{1 - \left(\frac{P5}{P4}\right)^{0,256}}{1 - \left(\frac{P5}{P4}\right)^{0,254}}$$

- pour $P4 = 6$ at ($m = 6$) et $P5 = 1,1$ at on a $na_T = 0,876$
- pour $P4 = 8$ at ($m = 8$) " " " $na_T = 0,880$
- pour $P4 = 10$ at ($m = 10$) " " " $na_T = 0,884$

On remarque que le rendement adiabatique de la turbine est sensiblement constant et égal

$$\underline{na_T = 0,88}$$

4/ Variation relative de la puissance utile de la turbine en fonction du débit d'eau injecté

On définit la variation relative de la turbine par le rapport

$$\frac{\Delta Pu}{Pu} = \frac{\bar{Pu} - Pu}{Pu} \quad (13)$$

où P_u représente la puissance fournie par 1kg d'air dans le cas où la turbine à gaz fonctionne sans injection d'eau, et \bar{Pu} la puissance fournie par 1 kg d'air lorsque la même turbine fonctionne avec injection d'eau.

4.1 Recherche de l'expression $\frac{\Delta P_u}{P_u} = g \quad (13)$

* Dans le cas où la turbine fonctionne sans injection d'eau, la puissance utile par kg d'air est définie par

$$P_u = (1 + f_1) \Delta H_r - \Delta H_c \quad (14)$$

avec $\Delta H_r = H_4 - H_5$

* Lorsque l'installation comporte une injection d'eau, la puissance utile fournie par 1 kg d'air serait définie par :

$$\bar{P}_u = (1 + f + \alpha) \bar{\Delta H}_r - \Delta H_c \quad (15)$$

avec $\bar{\Delta H}_r = \bar{H}_4 - \bar{H}_5$

* La relation (13) donne alors :

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{(1 + f + \alpha) \bar{\Delta H}_r - (1 + f_1) \Delta H_r}{(1 + f_1) \Delta H_r - \Delta H_c}$$

soit en remplaçant f et f₁ respectivement par f_s ϕ et f_s ϕ₁, on a :

$$\frac{\Delta P_u}{P_u} = \frac{(1 + f_s \phi + \alpha) \bar{\Delta H}_r - (1 + f_s \phi_1) \Delta H_r}{(1 + f_s \phi_1) \Delta H_r - \Delta H_c} \quad (16)$$

Telle est l'expression $\frac{\Delta P_u}{P_u} = g(\alpha)$ cherchée où $\phi \geq \phi_1$

4.2 Tableau de variation de $\frac{\Delta Pu}{Pu} = g(\bar{\alpha})$

* Calcul des différents termes de $\frac{\Delta Pu}{Pu} = g(\bar{\alpha})$

. ΔHr : détente réelle de la turbine fonctionnant sans injection d'eau et à la richesse ϕ

$\bar{\Delta Hr}$: détente réelle de la turbine fonctionnant avec injection d'eau.

Pour le calcul de ces deux termes, on emploie l'expression

$$\bar{\Delta Hr} = \eta_{at} \bar{\Delta Ht}$$

où $\bar{\Delta Ht}$ = détente théorique = $\bar{H}_4 - \bar{H}_5'$, c'est donnée par le diagramme (H, S)

* Tableaux de variations :

- . pour $m = 6$, voir tableau V
- . pour $m = 8$, voir tableau VI
- . pour $m = 10$, voir tableau VII

* graphe de $\frac{\Delta Pu}{Pu} = g(\bar{\alpha})$

(voir PL : 5)

$$\frac{\Delta Pu}{Pu} = g(\bar{\alpha}) \quad \text{pour } m = 6$$

$$\frac{\Delta Pu}{Pu} = \frac{a(\bar{H}_4 - \bar{H}_5) - a_0(H_4 - H_5)}{a_0(H_4 - H_5) - \Delta H_c}$$

$$\Delta H_c = 230 \text{ KJ/Kg}$$

$$a_0 = 1,0132$$

$$H_4 - H_5 = 365,2 \text{ KJ/kg}$$

ϕ	$\bar{\alpha}$	a	$\bar{H}_4 - \bar{H}_5$	$H_4 - H_5$	$\Delta Pu/Pu$ (%)
0,20	0	1,0132	415	365,2	0
0,25	0,023	1,0395	475	418	46
0,30	0,069	1,0888	510	448,8	87
0,35	0,119	1,1421	560	492,8	138
0,40	0,156	1,1824	600	528	182
0,45	0,197	1,2267	645	567,6	233
0,50	0,238	1,2710	685	602,8	283
0,55	0,278	1,3143	720	633,6	331
0,6	0,345	1,3846	790	695,20	423

TABLEAU (V)

$$\frac{\Delta \text{Pu}}{\text{Pu}} = g(\bar{\alpha}) \quad \text{pour } m = 8$$

$$\frac{\Delta \text{Pu}}{\text{Pu}} = \frac{a(\bar{H}_4 - \bar{H}_5) - a_0(H_4 - H_5)}{a_0(H_4 - H_5) - \Delta H_c}$$

$$\Delta H_c = 282 \text{ KJ/Kg}$$

$$a_0 = 1,0112$$

$$a_0(H_4 - H_5) = 1,0112 \times 413 = 417,63 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{et } a_0(H_4 - H_5) - \Delta H_c = 135,63 \text{ KJ/Kg}$$

ϕ	$\bar{\alpha}$	a	$\bar{H}_4 - \bar{H}_5$	$H_4 - H_5$	$\Delta \text{Pu/Pu} \text{ (%)}$
0,17	0	1,0112	469	413	0
0,20	0,009	1,0222	515	453,2	34
0,25	0,064	1,0805	560	493	85
0,30	0,101	1,1218	600	528	129
0,35	0,139	1,1621	640	563,2	175
0,40	0,179	1,2054	695	611,6	236
0,45	0,221	1,2507	745	655,6	297
0,5	0,261	1,294	800	704	364
0,55	0,299	1,3353	845	743,6	424
0,6	0,338	1,3776	895	787,6	492

TABLEAU (VI)

$$\frac{\Delta \text{Pu}}{\text{Pu}} = g(\bar{\alpha}) \quad \text{pour } m = 10$$

On pose $a = (1 + fs \phi + \dots)$

$$\frac{\Delta \text{Pu}}{\text{Pu}} = \frac{a (\bar{H}_4 - \bar{H}_5) - a_0 (H_4 - H_5)}{a_0 (H_4 - H_5) - \Delta H_c}$$

$$\Delta H_c = 324 \text{ KJ/Kg}$$

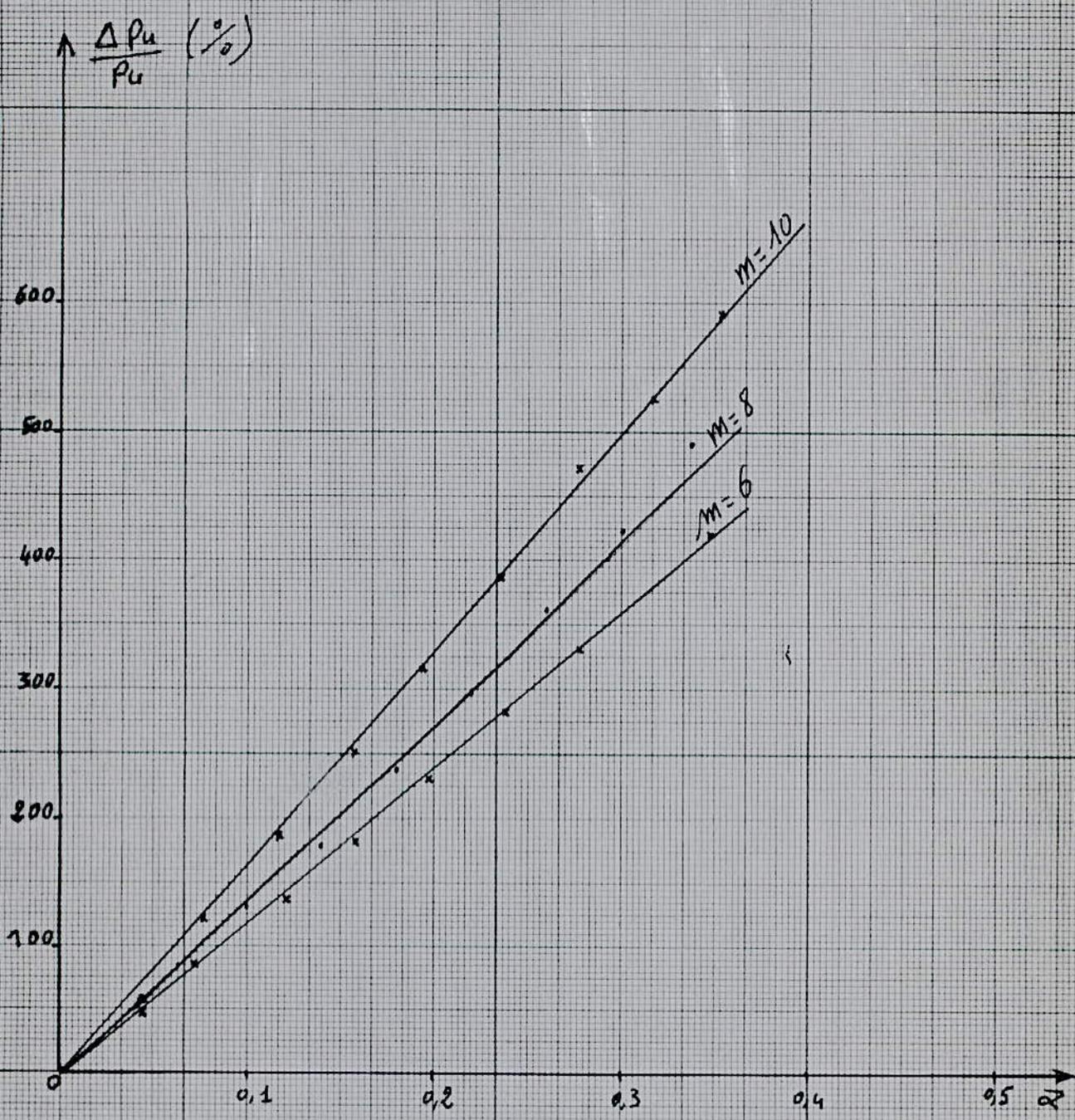
$$a_0 = 1,0099$$

$$a_0 (H_4 - H_5) - \Delta H_c = 120,36$$

$$a_0 (H_4 - H_5) = 444,36 \text{ KJ/Kg}$$

ϕ	$\bar{\alpha}$	a	$\bar{H}_4 - \bar{H}_5$	$H_4 - H_5$	$\Delta \text{Pu}/\text{Pu} (\%)$
0,15	0	1,0099	500	440	0
0,20	0,042	1,0552	555	488,4	59
0,25	0,076	1,0925	615	541,2	122
0,30	0,118	1,1378	670	589,6	188
0,35	0,156	1,1791	720	633,6	252
0,40	0,194	1,2204	770	677,6	318
0,45	0,235	1,2647	820	721,6	389
0,50	0,277	1,3100	880	774,4	474
0,55	0,316	1,3523	905	796,4	526
0,6	0,353	1,3926	945	831,6	593

TABLEAU (VII)



PL: 5

4.3 C O N C L U S I O N

. D'après les tableaux (V, VI et VII) $\frac{\Delta Pu}{Pu}$ et ξ peuvent atteindre des valeurs élevées sans que la richesse ϕ^{Pu} devienne excessive. Une combustion complète est possible, du moins théoriquement, même lorsque le débit d'eau injecté est grand.

. La planche 5 montre que pour une valeur de m donnée, $\frac{\Delta Pu}{Pu}$ varie linéairement avec ξ ainsi, grâce à l'injection d'eau, pour une puissance de compression donnée, la puissance fournie par la détente et la puissance utile subit un accroissement qui, en valeur relative peut être très important.

5/ Variations relatives du rendement du cycle

* D'une manière générale, on appelle rendement d'un cycle le rapport

$$n = \frac{\text{energie utile}}{\text{energie dépensée}}$$

$$\frac{\Delta n_{Th}}{n_{Th}} = z(\vec{z})$$

5.1 recherche de l'expression

On définit la variation relative du rendement thermique du cycle par le rapport

$$\frac{\Delta n_{Th}}{n_{Th}} = \frac{\bar{n}_{Th} - n_{Th}}{n_{Th}} \quad (17)$$

où n_{Th} et \bar{n}_{Th} sont respectivement les rendements sans et avec injection d'eau.

5.11 Calcul de n_{Th}

$$n_{Th} = \frac{(1 + f_s \phi) \Delta H_r - \Delta H_c}{\frac{Q_{3-4}}{n_b}} \quad (18)$$

où Q_{3-4} est la chaleur fournie par la chambre de combustion

5.12 Calcul de \bar{n}_{Th}

$$\bar{n}_{Th} = \frac{(1 + f_s \phi + \vec{z}) \Delta \bar{H}_r - \Delta H_c}{\frac{\bar{Q}_{3-4}}{n_b}} \quad (19)$$

5.13 Conclusion

En remplaçant nTh et $\bar{n}Th$ par leur expression dans l'équation (17) on obtient

$$(20) \quad \frac{\Delta nTh}{nTh} = \frac{Q_3 - 4 \left[(1 + fs \phi + \bar{\alpha}) \Delta \bar{H}_r - \Delta H_c \right]}{\bar{Q}_3 - 4 \left[(1 + fs \phi) \Delta H_r - \Delta H_c \right]} \quad 1$$

5.2 Tableaux de variations de $\frac{\Delta nTh}{nTh} = Z$ ($\bar{\alpha}$)

5.2.1 Calcul des différents termes de Z ($\bar{\alpha}$)

* $\Delta \bar{H}_r$ et ΔH_r (KJ/Kg) sont données par les tableaux (V, VI, et VII)

* $Q_3 - 4 = \Delta H_x^4$ (KJ/Kg) = cste pour un taux de compression donnée

* $\bar{Q}_3 - 4 = \Delta H_3^4 + Q_f$

* Q_f est la quantité de chaleur fictive nécessaire à amener la température de la quantité d'eau injectée ($\bar{\alpha}$) de T_4 à \bar{T}_4 . Elle est égale à :

$$Q_f = \bar{\alpha} C_{p_e} (\bar{T}_4) (\bar{T}_4 - T_4)$$

* ΔH_3^4 est donnée par les tableaux (II, III et IV)

5.2.2 Tableaux de variations de $\frac{\Delta nTh}{Th} = z(\bar{x})$

pour $m = 6$ ----- tabl (VIII)
 $m = 8$ ----- tabl (IX)
 $m = 10$ ----- tabl (X)

$$\frac{\Delta n_{Tg}}{n_{Tg}} = h(\bar{\alpha}) \quad \text{pour } M = 6 :$$

$$\frac{\Delta n_{Tg}}{n_{Tg}} = \frac{Q_{3-4} [-a (H_4 - H_5) - \Delta H_c]}{\bar{Q}_{3-4} [a_0 (H_4 - H_5) - \Delta H_c]} - 1$$

$$-a_0 (H_4 - H_5) - \Delta H_c = 140 \text{ KJ/Kg} \quad ; \quad a_0 = 1,0132$$

$$\bar{Q}_{3-4} = \Delta H_{3,1} + \bar{\alpha} Q_p(T_4) [T_4 - T_4] \quad a = (1 + f_s \phi + \bar{\alpha})$$

$$Q_{3-4} = \Delta H_{3,1} = 4,15 \text{ KJ/Kg}$$

ϕ	$\bar{\alpha}$	$-a$	$H_4 - H_5$	$\Delta H_{3,1}$	$\bar{\alpha} Q_p dT$	\bar{Q}_{3-4}	$\frac{\Delta n_{Tg}}{n_{Tg}} (\%)$
0,20	0,000	1,0132	365,2	4,15	0	4,15	0
0,25	.083	1,0395	418	660	6,434	666,434	-9,0
0,30	.069	1,0888	448,8	820	37,698	857,698	-10,6
0,35	.119	1,1421	492,8	995	98,294	1093,294	-9,8
0,40	.156	1,1884	528	1185	169,918	1294,918	-9,7
0,45	.197	1,2267	567,6	1365	268,270	1533,27	-9,8
0,50	.238	1,2710	602,8	1405	394,282	1799,282	-11,7
0,55	.278	1,3143	633,6	1540	536,177	2076,177	-13,9
0,6	.345	1,3846	695,2	1770	836,924	2606,924	-16,7

TAB (VIII)

$\frac{\Delta H_{Tg}}{H_{Tg}} = h(\bar{\alpha})$ pour $M = 8$:

$$\frac{\Delta H_{Tg}}{H_{Tg}} = \frac{q_{3-4} [-a (H_u - \bar{H}_r) - \Delta H_c]}{\bar{q}_{3-4} [-a_0 (H_u - H_r) - \Delta H_c]} - 1$$

$a_0 = 1,0112$

$a = (1 + f_s \phi + \bar{\alpha})$

$a_0 (H_u - H_r) - \Delta H_c = 135,63 \text{ KJ/Kg}$

$q_{3-4} = \Delta H_3^4 = 400 \text{ KJ/Kg}$

$\bar{q}_{3-4} = \Delta H_3^4 + \bar{\alpha} q_c (\bar{T}_u - T_u)$

ϕ	$\bar{\alpha}$	$-a$	$H_u - \bar{H}_r$	ΔH_{3-4}	$\bar{\alpha} q_c dT$	\bar{q}_{3-4}	$\frac{\Delta H_{Tg}}{H_{Tg}} (\%)$
0,14	0,000	1,0112	413	400	0	400	0
0,20	.009	1,0222	453,2	540	1,438	541,438	-1,3
0,25	.014	1,0305	493	735	27,626	762,626	-3,1
0,30	.101	1,1218	528	865	70,606	935,606	-2,2
0,35	.139	1,1621	563,2	995	132,721	1127,721	-2,6
0,40	.179	1,2054	611,6	1135	223,146	1358,146	-1,1
0,45	.221	1,2507	655,6	1280	339,911	1619,911	-2,0
0,5	.261	1,2940	704	1415	472,317	1887,317	-1,7
0,55	.299	1,3353	743,6	1545	628,586	2167,586	-3,3
0,6	.338	1,3776	787,6	1677	795,138	2472,138	-4,2

TAB (IX)

* $\frac{\Delta M_{Tg}}{M_{Tg}} = f_n(\bar{\alpha})$ from $M = 10$

$$\frac{\Delta M_{Tg}}{M_{Tg}} = \frac{Q_{3-4} [A(\bar{H}_u - \bar{H}_r) - \Delta H_c]}{\bar{Q}_{3-4} [A_0(H_u - H_r) - \Delta H_c]} - 1$$

$Q_{3-4} = \Delta H_3^4 = 455 \text{ KJ/Kg}$

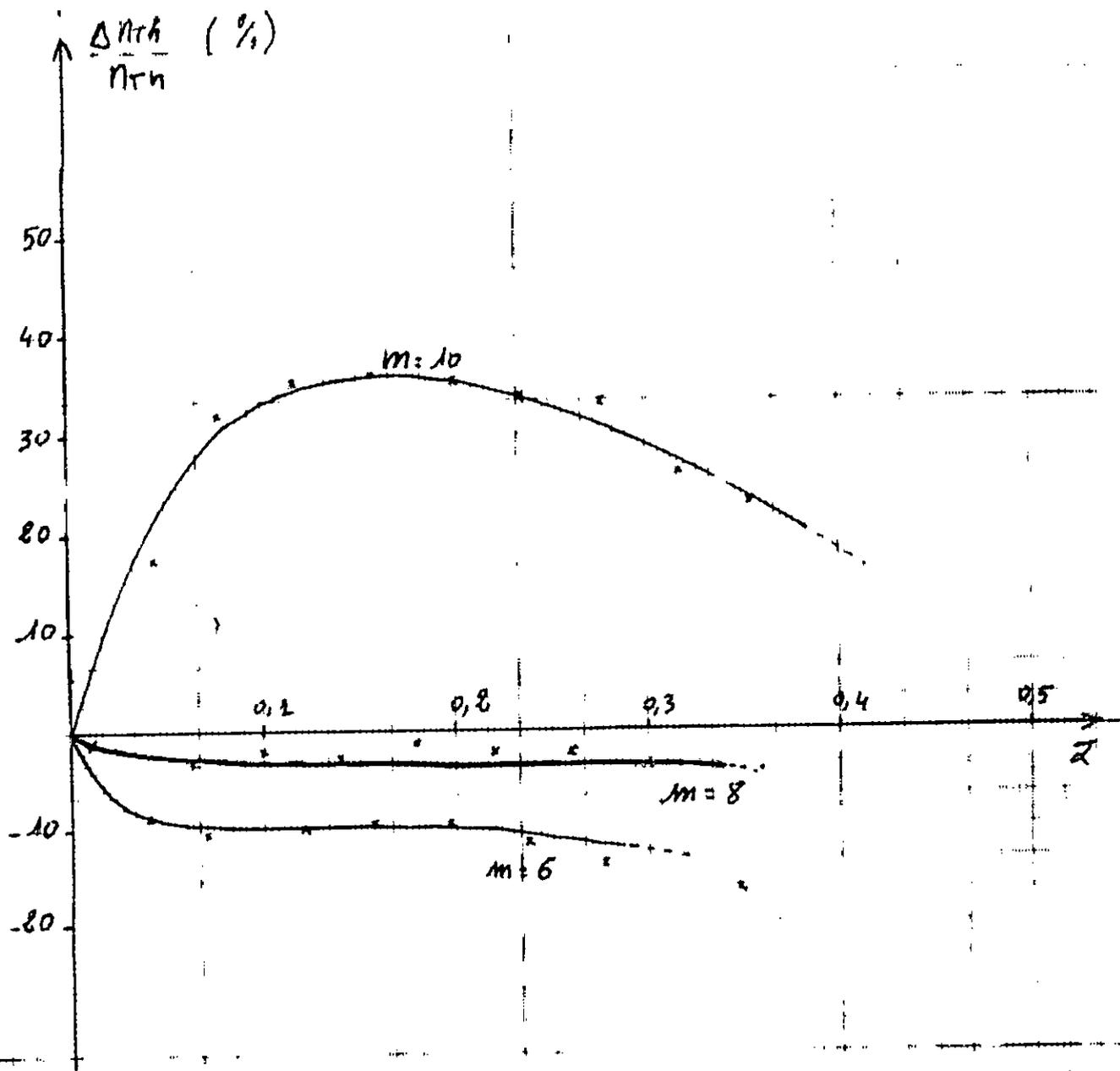
$\bar{Q}_{3-4} = \Delta \bar{H}_3^4 + \bar{\alpha} \rho_c (\bar{T}_u - T_u)$

$A_0 = 1,0099$

$A = (1 + \beta \phi + \bar{\alpha})$

ϕ	$\bar{\alpha}$	A	$\bar{H}_u - \bar{H}_r$	$\Delta \bar{H}_3^4$	$\bar{\alpha} \rho_c \Delta T$	\bar{Q}_{3-4}	$\frac{\Delta M_{Tg}}{M_{Tg}} (\%)$
0,15	0,000	1,0099	440	455	0	455	0
0,20	0,042	1,0588	488,4	605	18,190	617,190	+17,8
0,25	0,076	1,0985	541,2	725	41,269	766,269	+31,8
0,30	0,118	1,1378	589,6	870	97,598	967,598	+35,5
0,35	0,156	1,1791	633,6	1005	112,263	1177,263	+35,9
0,40	0,194	1,2204	677,6	1135	267,560	1408,560	+35,6
0,45	0,235	1,2647	721,6	1275	389,865	1664,865	+33,7
0,50	0,277	1,3000	774,4	1420	538,154	1958,154	+33,3
0,55	0,316	1,3523	796,4	1550	702,852	2252,852	+26,3
0,6	0,353	1,3986	831,6	1675	878,060	2553,06	+23,5

TAB: (X)



PL: 6

6/ Variation de la consommation spécifique :

6.1 : Expression

Pour obtenir sur l'arbre de la machine motrice 1 kw h (ou 3600 KJ) il faut dépenser sous forme de combustible (G . N) de pouvoir calorifique inférieur I_p

$$C_s = \frac{3600}{n_{Th} I_p} \quad [KJ / kWh] \quad (21)$$

avec

$$I_p = \left| (\Delta H^{\circ}_c)^{298} \right| = 44736 \text{ kJ/Kg}$$

$$\bar{n}_{Th} = n_{Th} \left(1 + \frac{\Delta n_{Th}}{n_{Th}} \right)$$

6.2 Tableaux de variation de C_i en fonction de

pour $m = 6$ tabl XI

$m = 8$ tabl X II

$m = 10$ tabl XIII

* Variation de la consommation spécifique en fonction de $\bar{\alpha}$

$m = 6$

$$C_s = \frac{3600}{\bar{n}_{TH} I_p} \quad [C_s] = [Kg/Kw.h]$$

$I_p = 44736 \text{ Ks/Kg}$

$$\bar{n}_{TH} = n_{TH} \left(1 + \frac{\Delta n_{TH}}{n_{TH}} \right)$$

$$n_{TH} = \frac{1,0132 \times 365,2 - 830}{4,15/0,96} = 38\%$$

ϕ	$\bar{\alpha}$	$\Delta n_{TH}/n_{TH}$	\bar{n}_{TH}	C_s
0,20	0,000	+ 0	0,320	0,852
0,25	.083	- 0,090	0,291	0,817
0,30	.069	- 0,106	0,286	0,881
0,35	.119	- 0,098	0,289	0,819
0,40	.156	- 0,097	0,289	0,819
0,45	.197	- 0,098	0,289	0,819
0,50	.238	- 0,117	0,283	0,884
0,55	.278	- 0,139	0,276	0,892
0,6	.345	- 0,167	0,267	0,301

TAB XI

* $m = 8$

$$C_s = \frac{3600}{\bar{n}_{Tq} I_p} \quad [C_{13} = [kg/Kw-h]]$$

$I_p = 44\ 736\ Ks/Kg$

$$\bar{n}_{Tq} = \sqrt{N_{Tq}} \left(1 + \frac{\Delta n_{Tq}}{\bar{n}_{Tq}} \right)$$

$$n_{Tq} = \frac{1,0112 \times 413 - 282}{400/0,96} \Rightarrow n_{Tq} = 33\%$$

ϕ	$\bar{\alpha}$	$\Delta n_{Tq}/n_{Tq}$	\bar{n}_{Tq}	C_s
0,17	0.000	0.000	0.330	0.844
0,20	.009	-0,013	.326	0.847
0,25	.064	-0,31	.320	0.851
0,30	.101	-0,022	.323	0.849
0,35	.139	-0,026	.321	0.851
0,40	.179	-0,011	.326	0.847
0,45	.221	-0,020	.323	0.849
0,50	.261	-0,017	.324	0.848
0,55	.299	-0,033	.319	0.852
0,6	.338	-0,042	.316	0.855

TAB XII

* Variation de la consommation spécifique en fonction de α

. m = 10

$$C_s = \frac{3600}{\bar{n}_{Tg} I_P} \quad [C_s] = [\text{kg/kw.h}]$$

$$I_P = |(\Delta H_c)^{298}| = 44736 \text{ PJS/kg}$$

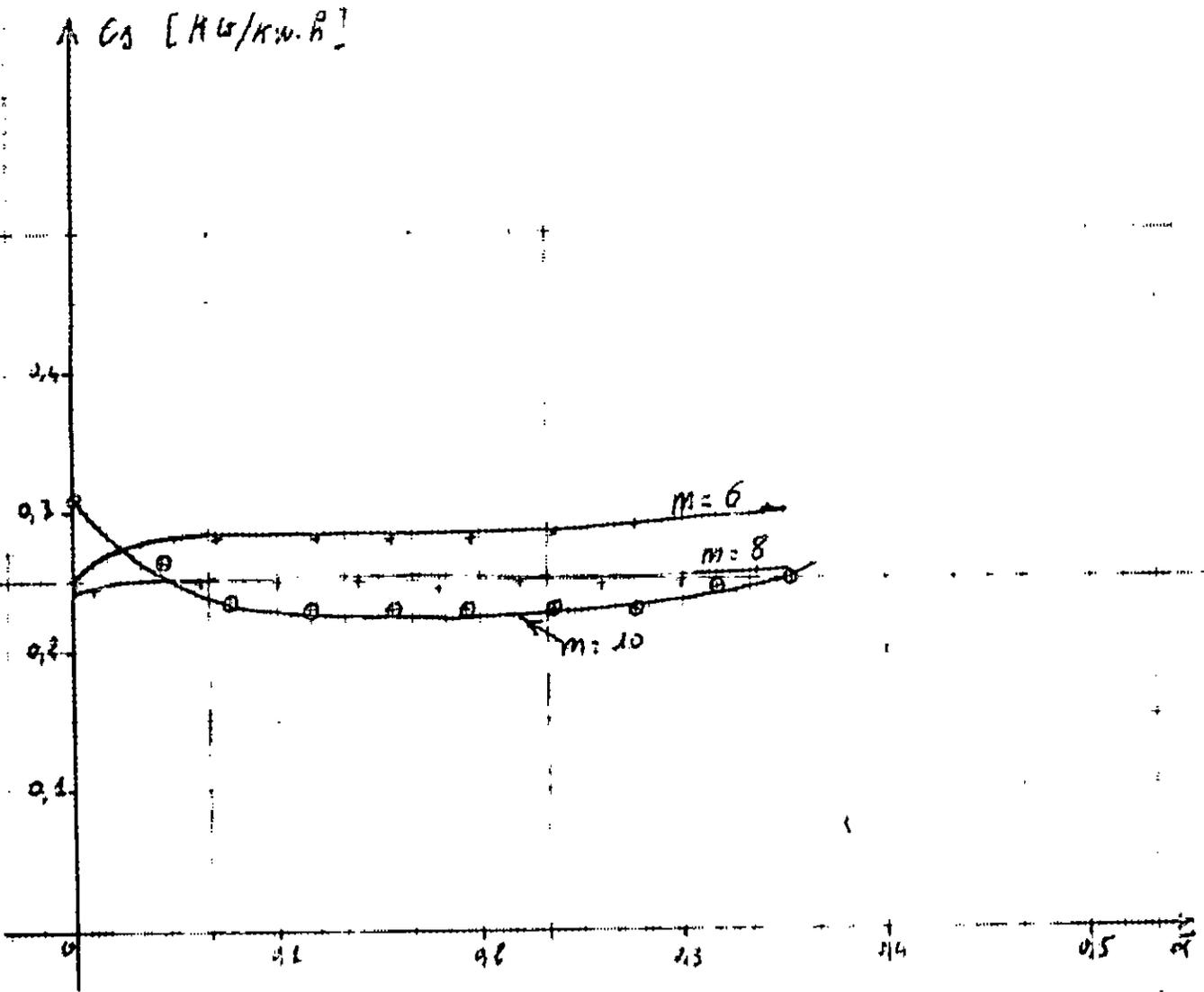
$$\bar{n}_{Tg} = n_{Tg} \left(1 + \frac{\Delta n_{Tg}}{n_{Tg}} \right)$$

pour m = 10 on a : $n_{Tg} = \frac{1,0099 \times 440 - 324}{417} \times 0,96$

$$\Rightarrow n_{Tg} = 86\%$$

ϕ	α	$\Delta n_{Tg}/n_{Tg}$	\bar{n}_{Tg}	C_s
0,15	0,000	0,000	0,860	0,310
0,20	.042	.178	.305	.264
0,25	.076	.318	.343	.235
0,30	.118	.355	.352	.229
0,35	.156	.359	.353	.228
0,40	.194	.356	.353	.228
0,45	.235	.337	.348	.231
0,5	.277	.333	.347	.232
0,55	.316	.263	.328	.245
0,6	.353	.235	.321	.251

TAB XIII



PL: 7

6.3 CONCLUSION

D'après la planche 7 on a :

- pour $m = 6$ et 8 , l'injection d'eau dans la turbine a tendance à augmenter la consommation spécifique.
- pour $m = 10$, elle a tendance de la diminuer

CHAPITRE V

ETUDE COMPARATIVE

DES CYCLES SIMPLES ET COMBINES

A/ T A G AVEC INJECTION D' EAU

1/ Détermination du cycle

La détermination du cycle correspond au fonctionnement de l'installation avec injection d'eau réside principalement dans le choix du taux de compression m et du rapport des débits masses d'eau et d'air (\mathcal{Z}) .

1.1 Choix de m

D'après le chapitre précédent, les variations relatives de la puissance utile et du rendement de l'installation sont plus importantes pour $m = 10$ que pour $m = 6$ ou 8 ainsi nous choisissons pour les conditions d'admission dans la chambre et la turbine les valeurs suivantes :

$$m = 10$$

$$T_3 = 622^\circ\text{K} \quad \text{et} \quad T_4 = 1011^\circ\text{K}$$

1.2 Choix de \mathcal{Z}

On choisit la valeur de \mathcal{Z} de manière à avoir à comparer deux fonctionnements différents sur la même machine. De plus ce choix doit être fait de manière à un rendement et une puissance utile optimums et surtout à avoir toujours une bonne combustion.

A ce sujet, la Revue BROWN BOVERI (Avril - mai 1957) signale une méthode où l'eau est injectée directement dans la chambre de combustion sans que celle-ci semble être conçue spécialement en vue du fonctionnement avec injection d'eau. De plus, le débit d'eau injecté doit être de l'ordre de 10% du débit d'air aspiré par le compresseur.

On est convenu ainsi de fixer la valeur de \bar{z} à

$$\bar{z} = 0,118 \text{ kg par kg d'air.}$$

Donc, d'après tabl VII, la combustion de la T A G fonctionnant avec injection d'eau, doit se faire avec une richesse $\phi = 0,30$; alors que la valeur optimale de \bar{z} correspond à $\phi = 0,35$.

2/ débit d'air aspiré par le compresseur

2.1 Puissance utile de l'installation

La puissance mécanique effective du groupe est de

$$\bar{P}_e = 36800 \text{ kw (donnée par hypothèse)}$$

En se fixant un rendement mécanique

$$n_m = 0,98$$

La puissance utile du groupe serait :

$$\bar{P}_u = \frac{\bar{P}_e}{n_m} \quad (22)$$

D'où

$$\bar{P}_u = \frac{36800}{0,98} \implies \bar{P}_u = 37551 \text{ kw}$$

2.2 débit d'air

Le débit d'air aspiré par le compresseur est lié à \bar{P}_u , à la chute d'enthalpie réelle $(\bar{H}_4 - \bar{H}_5)$ et au travail de compression par la relation :

$$\bar{P}_u = \dot{m}_a \left[(1 + f_s \phi + \zeta) (\bar{H}_4 - \bar{H}_5) - \Delta H_c \right]$$

d'où

$$\dot{m}_a = \frac{\bar{P}_u}{(1 + f_s \phi + \zeta)(\bar{H}_4 - \bar{H}_5) - \Delta H_c}$$

A.N :

$$(1 + f_s \phi + \zeta) = 1,1378 \text{ pour } \phi = 0,3$$

$$(\bar{H}_4 - \bar{H}_5) = 589,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta H_c = 324 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_a = 108,263 \implies \underline{\underline{\dot{m}_a = 108,3 \text{ kg/s}}}$$

3/ débit d'eau injecté :

$$\zeta = \frac{\dot{q}}{\dot{m}_a} \implies \dot{q} = \zeta \dot{m}_a \quad (3)$$

$$\dot{q} = 0,118 \times 108,3 \implies \underline{\underline{\dot{q} = 12,8 \text{ kg/s}}}$$

(on a environ $\dot{q} \simeq 12\%$ de \dot{m}_a)

4/ débit de combustible \dot{M}_{GN}

Il est donné par la relation

$$f = fs \phi = \frac{\dot{M}_{GN}}{\dot{m}_a} \implies \dot{M}_{GN} = fs \phi \dot{m}_a$$

d'où

$$\dot{M}_{GN} = 0,066 \times 0,3 \times 108,3 \implies \dot{M}_{GN} = 2,144 \text{ kg/s}$$

5/ Température en fin de détente réelle

Lorsque le mélange des gaz de combustion contient de l'eau, la température réelle de sortie des gaz d'échappement est légèrement supérieure à celle du mélange de gaz ne contenant pas d'eau. La variation de température est de l'ordre de 1% environ. Ainsi, lorsque l'installation comporte une injection d'eau, la température réelle de sortie des gaz serait :

$$\bar{T}_5 = 1,01 T_5$$

6/ Rendement du cycle et consommation spécifique

D'après les tableaux X et XIII nous avons respectivement

$$\bar{\eta}_{Th} = 35,2\%$$

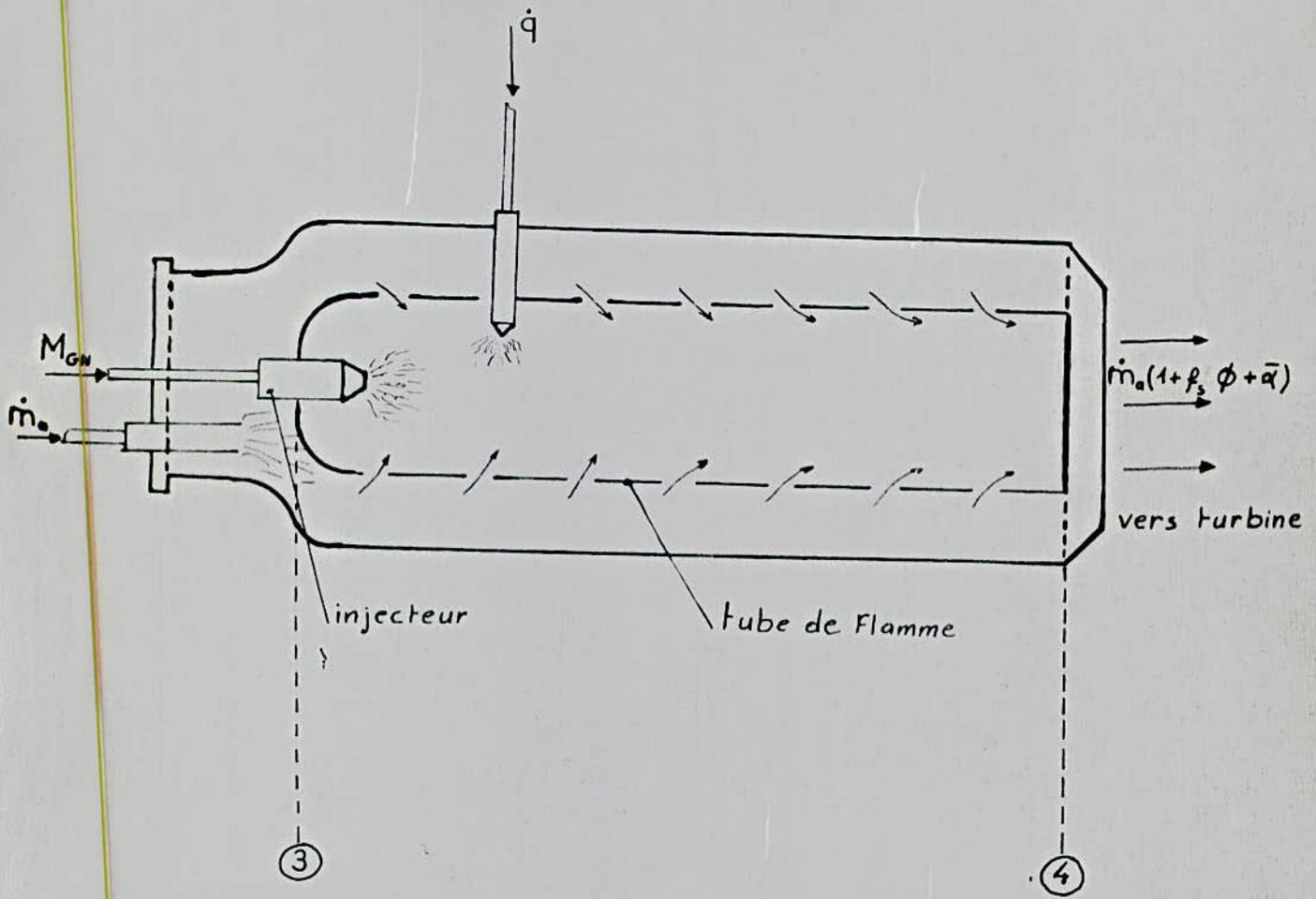
$$\bar{C}_s = 0,229 \text{ kg/nwh}$$

7/ Démarrage du groupe

Il est absolument nécessaire, pour que l'installation puisse être mise en marche, l'injection d'eau ne doit avoir lieu que d'une manière progressive et que lorsque le débit de combustible a atteint une certaine valeur limite.

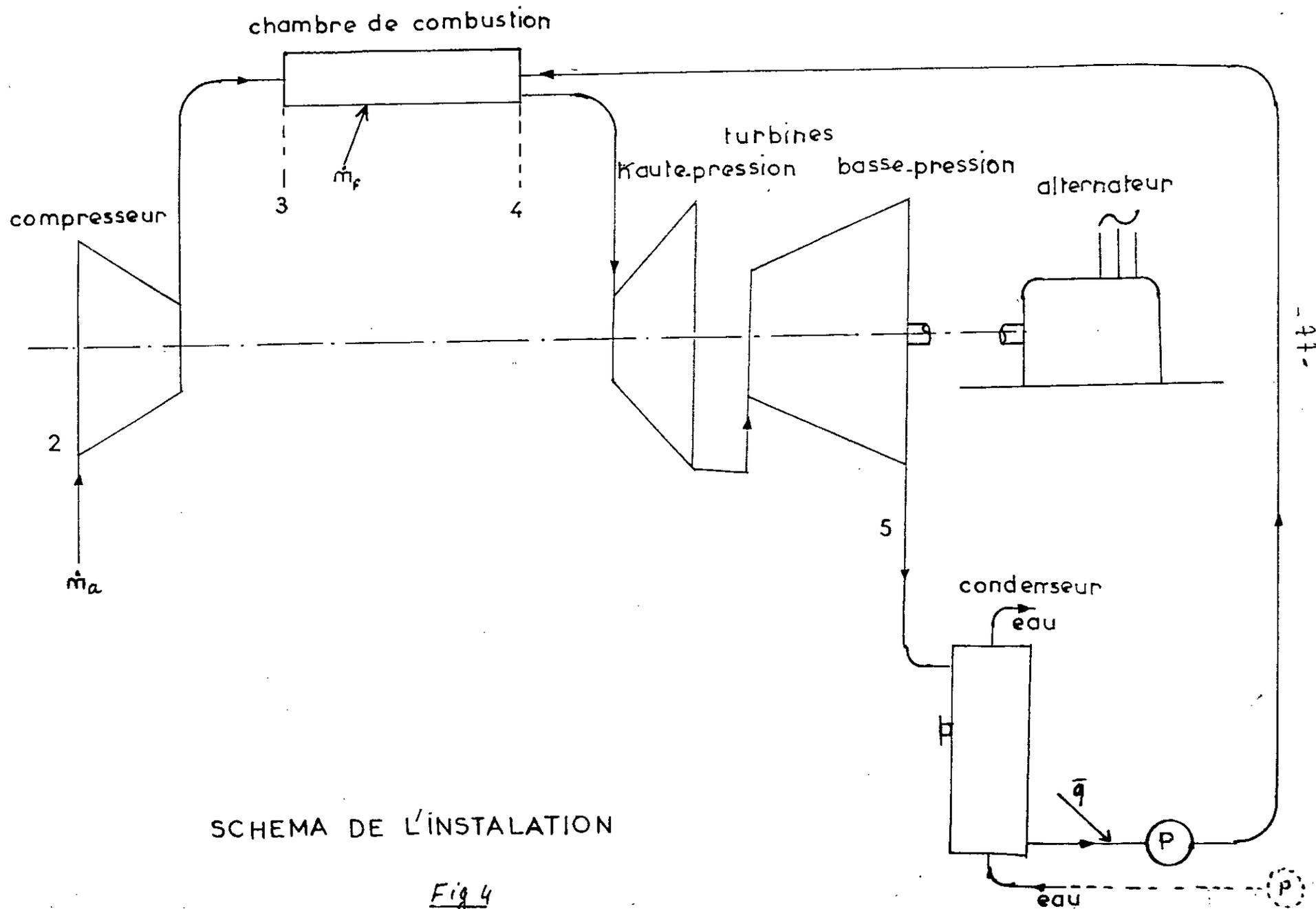
Or dans ces conditions, le compresseur se trouve soumis à des variations de régime pouvant provoquer le pompage, phénomène particulièrement néfaste qui peut conduire à la détérioration de la machine.

Mais pour éviter le pompage du compresseur on réalise la détente des gaz dans deux turbines (voir fig. 4..) en série dont l'une travaillant à H.P et l'autre à B.P. La première turbine est accouplée au compresseur et permet la variation de la vitesse de rotation à celui-ci, la seconde est accouplée à l'alternateur et fonctionne à vitesse constante.



CHAMBRE DE COMBUSTION
AVEC INJECTION D'EAU

FIGURE: 3



B / T . A . G S I M P L E

1/ Température en fin de détente réelle

* La température de sortie théorique est égale à , d'après diagramme (H , S)

$$\underline{\underline{T'_5 = 585 \text{ } ^\circ\text{K}}}$$

* La température réelle de sortie des gaz d'échappement est égale à :

$$T_5 = T_4 - n_{af} (T_4 - T'_5)$$

d'où en remplaçant chaque terme par sa valeur

$$T_5 = 1011 - 0,88 (1011 - 585)$$

$$\underline{\underline{T_5 = 636 \text{ } ^\circ\text{K}}}$$

ainsi lorsque l'installation comporte une injection d'eau, la température réelle des sortie des gaz serait :

$$\bar{T}_5 = 1,01 T_5 \implies \underline{\underline{T_5 = 642 \text{ } ^\circ\text{K}}}$$

2/ débit de combustible

On a :

$$f_1 = fs \phi_1 = \frac{\dot{M}_{GN}}{\dot{m}_a}$$

d'où

$$\dot{M}_{GN} = \dot{m}_a fs \phi_1$$

A.N

$$\dot{M}_{GN} = 108,3 \times 0,066 \times 0,15$$

$$\implies \underline{\underline{\dot{M}_{GN} = 1,072 \text{ kg/s}}}$$

3/ Puissance de l'installation

La puissance de la T A G fonctionnant en cycle simple est égale à :

$$\begin{aligned} Pu &= \dot{m}_a \left[(1 + fs \phi_1) (H_4 - H_5) - \Delta H_c \right] \\ &= 108,3 \quad 1,0099 \times 440 - 324 \end{aligned}$$

ce qui donne :

$$\underline{\underline{Pu = 13035 \text{ kw}}}$$

4/ Rendement et consommation spécifique du cycle simple

D'après les tableaux de valeurs X et XIII nous avons respectivement

$$\underline{\underline{n_{Th} = 26 \%}}$$

$$\underline{\underline{Cs = 0,310 \text{ kg/kw h}}}$$

c/ T.C.C

		T.A.G. SIMPLE	T.A.G. AVEC INJECTION	OBSERVATIONS
Composition		<ul style="list-style-type: none"> - Compresseur - Chambre de combustion - Turbine - Alternateur 	<ul style="list-style-type: none"> - Installation pour traitement de l'eau - Condenseur (voir chD) - 2 pompes (Type centrifuge) 	Le prix de l'installation passe pratiquement du simple au double
Admission	$P_4(at)$	10	10	
	$T_4(^{\circ}K)$	1011	1011	
Sortie	$P_5(at)$	1, 1	1, 1	$\Delta^{(4)}$ de température de + 1%
	$T_5(^{\circ}K)$	636	642	
Consommation en fuel		1, 072 kg/s	2, 144 kg/s	Δ . de la consommation de 100%
Consommation en eau		—	12, 8 kg/s	
Puissance		13 035 kW	36 800 kW	Δ . de puissance de + 182%
Rendement		26 %	35, 2 %	Δ . du rendement de + 35, 4%
Cons. spécifique		0, 310 kg/kw.h	0, 229 kg/kw.h	Δ . de C.S de (-) 35%
Coût du kW installé (*)		805 à 920 DA	1130 DA à 1288 DA	
Caractéristiques essentielles		<ul style="list-style-type: none"> - Localisation pratiquement indifférente - Cycle simple \Rightarrow encombrements réduits - Personnels 0, 15 agents/kw 	<ul style="list-style-type: none"> - Besoin en eau \Rightarrow bord de mer (ou rivière) indispensable - Cycle plus complexe \Rightarrow encombrements importants - 0, 16 agents/kw 	

-80-

D/ CONDENSEUR

On se propose de condenser la vapeur d'eau contenue dans le mélange (produits de combustion + vapeur d'eau) à l'échappement de la turbine pour pouvoir la recycler ensuite.

* Type de condenseur et fluide réfrigérant utilisés

On opte pour un condenseur vertical et à surface, car ce sont ces types de condenseur qui sont couramment utilisés dans l'industrie.

Les tubes constitutifs sont en laiton (alliage de cuivre 70% et de zinc 30%) ayant comme diamètres intérieur et extérieur respectivement

$$\phi_i = 2 \text{ cm} \quad ; \quad \phi_e = 2,2 \text{ cm}$$

et comme longueur $L = 2 \text{ m}$

. Le fluide réfrigérant est l'eau de rivière ou de mer dont la température moyenne à l'entrée du condenseur est égale à

$$T_{2e} = t_1 = 15^\circ\text{C}$$

Cela étant, on va calculer (voir fig. 5)

- le coefficient de transmission de chaleur h_1 entre l'eau (froide) et paroi des tubes
- le coefficient de conductivité thermique (λ) du laiton.
- le coefficient de transmission thermique entre la vapeur et la surface d'échange (h_m)
- puis enfin la surface d'échange et le nombre de tubes utilisés.

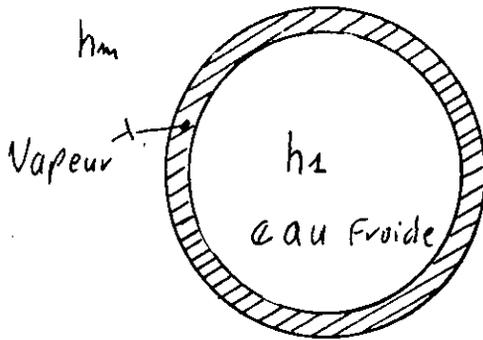


Fig: 5 (Section d'un Tuyau)

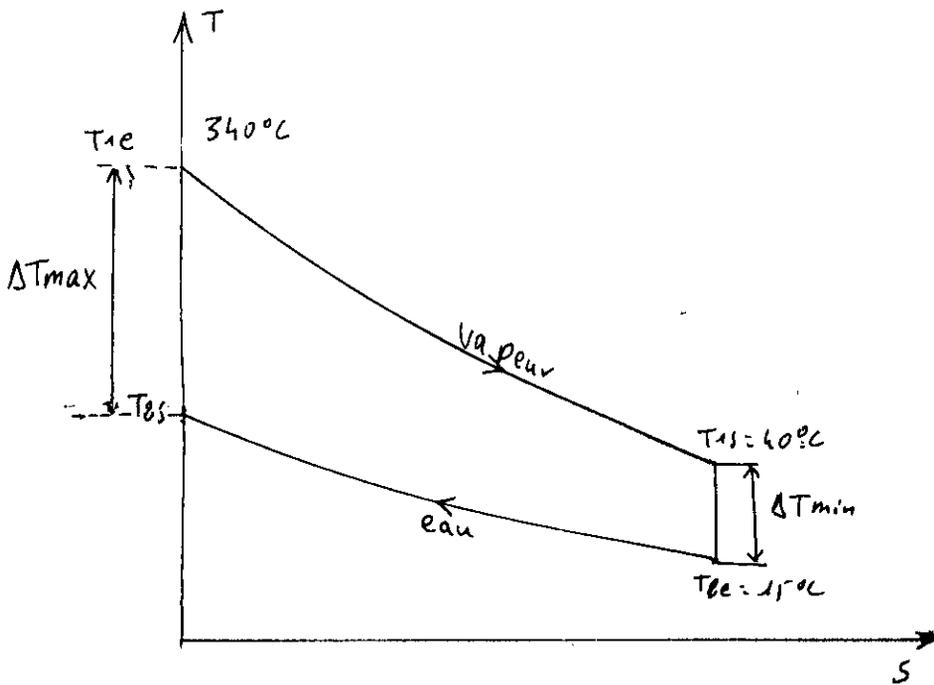


Fig: 6

1/ Calcul de h_i

Le coefficient de transmission (eau froide - paroi) est donné par l'expression

$$h_i = \frac{Nu \lambda_e}{\phi_i} \quad (24)$$

où

Nu est le nombre de Nusselt

φ_i = diamètre intérieur des tubes

λ_e = coefficient de conductibilité thermique de l'eau à 15 °C

1.1 Calcul de λ_e

Il est directement donné, par les tables

$$\lambda_e (0^\circ\text{C}) = 0,498 \frac{\text{kcal m}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

$$\lambda_e (38^\circ\text{C}) = 0,54 \quad " \quad \text{=====} \quad \lambda_e (15^\circ\text{C}) = 0,515 \frac{\text{kcal m}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}$$

1.2 Calcul de Nu

Pour l'eau on recommande la relation

$$Nu = 0,020 Re^{0,8} pr^{0,4} \quad (25)$$

où

Re est le nombre de Reynold de l'écoulement de l'eau à l'intérieur des tubes

pr est le nombre de Prandlt.

* Calcul de pr

Sur les tables des nombres de Prandlt de Mc Hdams, on a pour l'eau à 15°C

$$Pr = 8 \text{ (coefficient sans dimensions)}$$

* Calcul du nombre de Reynold:

Il a pour expression

$$Re = \frac{V \cdot \phi_i}{\nu} \quad (26)$$

où

V : vitesse moyenne de l'écoulement à l'intérieur des tubes

ν : viscosité dynamique de l'eau à 15°C

- On se fixe la vitesse de l'écoulement à :

$$V = 2 \text{ m/s}$$

qui est une valeur couramment utilisée.

- Le coefficient ν est donné par les tables, on a

$$\begin{aligned} (10^\circ\text{C}) &= 1,307 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right) \\ (20^\circ\text{C}) &= 1,00 \cdot 10^{-6} \text{ (II)} \end{aligned} \quad \Rightarrow \quad \underline{\underline{\nu(15^\circ\text{C}) = 1,156 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)}}$$

Le nombre de Reynold est donc égal à :

$$Re = \frac{2 \times 0,02}{1,156 \cdot 10^{-6}} \quad \Rightarrow \quad \underline{\underline{Re = 3,46 \cdot 10^4}}$$

* Calcul de Nu

$$Nu = 0,020 (3,46 \cdot 10^{-4})^{0,8} \times 8^{0,4} = 196,574$$

soit

$$\underline{\underline{Nu = 196,6}}$$

1-3 Conclusion

Le coefficient h_1 est égal à

$$h_1 = \frac{Nu \lambda_e}{\phi_i}$$

soit en remplaçant chaque terme par sa valeur on obtient :

$$h_1 = \frac{196, \times 0,515}{0,02} = 5062,45$$

soit

$$\underline{\underline{h_1 = 5062,5 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}}}$$

2°/ Calcul de λ

On admet que la température des gaz d'échappement de la turbine **décroit** de 29 degrés à la suite de leur acheminement vers le condenseur. Ainsi à l'entrée de ce dernier, la température du mélange gazeux serait de

$$T_{1e} = 642^{\circ}\text{K} - 29^{\circ}\text{K} = 613^{\circ}\text{K}$$

soit

$$\underline{\underline{T_{1e} = 340^{\circ}\text{C}}}$$

sa température de sortie du condenseur est fixée à

$$\underline{\underline{T_{1s} = 40^{\circ}\text{C}}}$$

adoptons une température moyenne, des parois extérieures des tubes, de

$$\underline{\underline{T_s = 110^{\circ}\text{C}}}$$

Dans ce cas la température de paroi (T_s) est supérieure à la température de saturation de la vapeur près de la zone d'entrée du condenseur ; mais cette température était inférieure à la température de saturation près de la sortie du condenseur.

Aloxydans ces conditions, la vapeur se refroidit sans condensation dans la première partie du condenseur (d'éssurchauffe) et se condensera dans la dernière partie.

. Calcul de λ

on a :

$$t_1 = 15^{\circ}\text{C}$$

$$t_s = 110^{\circ}\text{C}$$

On doit prendre pour λ la valeur moyenne

$$\lambda = \frac{\lambda_a + \lambda_o}{2} \quad \text{avec}$$

$$\lambda_a \longrightarrow \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$\lambda_o \longrightarrow \dots \dots \dots 0^{\circ}\text{C}$$

Compte tenu que la conductivité du matériaux ne varie pas linéairement avec la température.

Les tables (Mc -Adam) nous donnent, pour le laiton et après interpolation,

$$\lambda_o = 83 \text{ Kcal/ m/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

$$\lambda_a = 87,05 \text{ Kcal m/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

d'où l'on déduit

$$\lambda = \frac{83 + 87,05}{2} \implies \lambda = 85,05$$

soit

$$\underline{\underline{\lambda = 85 \text{ Kcal m/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}}$$

3/ Calcul de h_m

Pour pouvoir calculer le coefficient de transmission de chaleur entre les parois des tubes et la vapeur pure on suppose que les conditions suivantes sont remplies :

- Il existe un mouvement laminaire à travers l'épaisseur du film continu de condensat se formant sur la surface extérieure des tubes (surface d'échange)

- La pesanteur est la seule cause d'écoulement du condensat sur la surface d'échange ; c'est à dire qu'on néglige l'effet possible de la vitesse de la vapeur sur l'épaisseur du film de condensat. Celà étant, on peut appliquer la relation de Nusselt suivante :

$$h_m = 0,943 \left[\frac{A_F^3 B_F^2 g H}{L C_F \Delta T} \right]^{1/4} \quad (28)$$

où

A_F = conductibilité thermique du condensat à la température T_F
(Kcal/m h °C)

$T_F = T_{ie} - \frac{3\Delta T}{4}$ (°C) pour la condensation de vapeur surchauffée :

ΔT (°C) = $T_{ie} - T_s$

B_F = densité du film du condensat à la température T_F (Kg /m³)

g : (m/h²) = accélération de la pesanteur.

C_F (Kg / m h) = viscosité dynamique du condensat à la température T_F

H = enthalpie du mélange gaz vapeur à la température moyenne de 95°C
(Kcal/kg)

L = longueur des tubes $\varnothing n$ (m)

3.1 Calcul des différents termes de hm

* ΔT :

$$T = T_{1e} - T_s = 340 - 110 = 230 \text{ } ^\circ\text{C}$$

* (H) :

D'après le diagramme de Mollier on a :

H (95°C) = 266 KJ/Kg = 639 Kcal/Kg (la pression étant voisine de la pression atmosphérique)

* T_F :

$$T_F = T_{1e} - \frac{3}{4} T = 340 - \frac{3 \times 230}{4}$$

ce qui donne :

$$T_F = 167,5^\circ\text{C} \text{ soit } T_F = 168 \text{ } ^\circ\text{C}$$

* A_F : , B_F et C_F

D'après les tables de Grégorig on a (après interpolation)

$$A_F (168^\circ\text{C}) = 0,584 \text{ Kcal/m h}^\circ\text{C}$$

$$B_F (168^\circ\text{C}) = 899,196 \text{ kg /m}^3$$

$$C_F (168^\circ\text{C}) = 0,588 \text{ kg / m h}$$

* L = 2 m (donnée précédemment)

3.2 Conclusion

En remplaçant chaque terme par sa valeur dans l'expression (28) on obtient :

$$hm = 0,943 \left[\frac{(0,584^3) (899,196)^2 (3600)^2 \times 9,81 \times 639}{2 \times 0,588 \times 230} \right]^{0,25}$$

$$\Rightarrow hm = 2486,898$$

soit $hm = 2487 \text{ Kcal/ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$

4/ Calcul du coefficient global (hg) de transmission thermique

Le coefficient de transmission thermique global entre le fluide réfrigérant (eau de rivière ou de mer) et la vapeur d'eau est donnée la relation :

$$\frac{1}{hg} = \frac{R_2}{R_1 h_1} + \frac{R_2}{\lambda} \log \frac{R_2}{R_1} + \frac{1}{h_m} + R \quad (29)$$

où R est la résistance thermique à l'encrassement et R_1 , R_2 sont respectivement les rayons extérieurs et intérieurs d'un tube.

On se fixe une valeur de R égale à $0,0005 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} / \text{KCal}$

En remplaçant chaque terme par sa valeur dans l'équation (29) on obtient

$$\frac{1}{hg} = \frac{1,1}{1 \times 5062,5} + \frac{1,1}{85 \times 10^2} \log \frac{1,1}{1} + \frac{1}{2487} + 0,0005$$

ce qui donne :

$$\frac{1}{hg} = 1,1317 \cdot 10^{-3}$$

ou $hg = 883,619$

soit en définitif

$$\underline{\underline{hg = 884 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}}}$$

5 Calcul de la surface d'échange (voir fig 6)

5.1 conditions d'entrée et de sortie des fluides chaud et froid

* vapeur

- température d'entrée au condenseur $T_{1e} = 340 \text{ }^\circ\text{C}$

- température de sortie

$$T_{1s} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

Car avant de s'introduire dans la chambre de combustion (à la température $t_e = 30^\circ\text{C}$) la vapeur condensée auquel vient s'ajouter le débit d'appoint, subit une chute de température évaluée à 10°C .

- débit de vapeur ; il est égal au débit d'eau injecté dans la chambre de combustion diminué des pertes au cours de l'évaluation des produits de la combustion. On estime ces pertes à 1,5% du débit total injecté dans la chambre.

On régénère ces pertes par le débit d'appoint

$$\dot{q} = 12,8 \times 0,015$$

soit

$$\dot{q} = 0,192 \text{ kg/s}$$

Le débit de vapeur introduit dans le condenseur est donc égal à

$$\dot{q}_v = \dot{q} - \dot{q} \implies \underline{\underline{\dot{q}_v = 12,6 \text{ Kg/s}}}$$

- capacité calorifique de la vapeur à l'entrée du condenseur

$$c_1 (340^{\circ}\text{C}) = 2,015 \text{ KJ/Kg } ^{\circ}\text{C}$$

* Fluide réfrigérant

- température d'entrée dans le condenseur

$$T_{2e} = 15^{\circ}\text{C}$$

- On se fixe un débit d'eau de réfrigération égal à

$$\dot{q}_2 = 120 \text{ m}^3/\text{h}$$

soit

$$\dot{q}_2 = 33,33 \text{ Kg /s}$$

- La chaleur spécifique de l'eau à l'entrée du condenseur est égale à

$$c_2 (15^{\circ}\text{C}) = 4,186 \text{ KJ/Kg } ^{\circ}\text{C}$$

- Calcul de la température de sortie.

La chaleur échangée entre l'eau et la vapeur est égale à :

$$\bar{\phi} = \dot{q}_v \quad c_1 (T_{1e} - T_{1s}) = \dot{q}_2 \quad c_2 (T_{2s} - T_{2e})$$

d'où

$$\bar{\phi} = 12,6 \times 2,015 (340 - 40)$$

$$\underline{\underline{\bar{\phi} = 7617 \text{ KJ/s}}}$$

$$\text{et } T_{2s} = T_{2e} + \frac{\bar{\phi}}{q_2 c_2}$$

$$T_{2s} = 15 + \frac{7617}{33,33 \times 4,186} = 69,59$$

soit

$$\underline{\underline{T_{2s} = 70^\circ\text{C}}}$$

5
2 Calcul de la différence logarithmique moyenne des températures des fluides

On a :

$$\Delta T_m = \frac{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}}{\text{Log} \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{min}}}}$$

$$\Delta T_m = \frac{270 - 25}{\text{Log} \frac{270}{25}} = 102,96^\circ\text{C}$$

$$\text{Log} \frac{270}{25}$$

soit

$$\underline{\underline{\Delta T_m = 103^\circ\text{C}}}$$

5
3 Calcul de la surface d'échange

La chaleur $\bar{\phi}$ échangée entre l'eau froide et la vapeur est liée à ΔT_m , hg et à la surface d'échange S par la relation :

$$\bar{\phi} = hg \cdot S \cdot \Delta T_m \implies S = \frac{\bar{\phi}}{hg \Delta T_m}$$

AN

$$\dot{Q} = 7617 \text{ KJ/s} = 7617 \cdot 10^3 \text{ W}$$

$$h_g = 884 \text{ Kcal /m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} = 884 \times 1,16 = 1025,44 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$S = \frac{7617 \cdot 10^3}{1025,44 \times 103} = 72,116 \text{ m}^2$$

soit

$$S = 72,12 \text{ m}^2$$

6 nombre de tuyaux nécessaires

La surface d'un tuyau est égale à

$$s = \pi \phi e L = 2,210^{-2} \times 2$$

soit

$$s = 0,1382 \text{ m}^2$$

* Le nombre de tuyaux théorique est égal à

$$N' = \frac{S}{s} = \frac{72,12}{0,1382} \implies N' = 522 \text{ tuyaux}$$

* Mais à cause de l'encrassement des tuyaux (boue, calcaire, contenu S dans l'eau) on doit majorer ce nombre approximativement de 10%.

Le nombre réel de tuyaux nécessaires serait donc égal à :

$$N = 1,1 N' = \underline{\underline{574 \text{ tuyaux}}}$$

-96-

SORTIE EAU

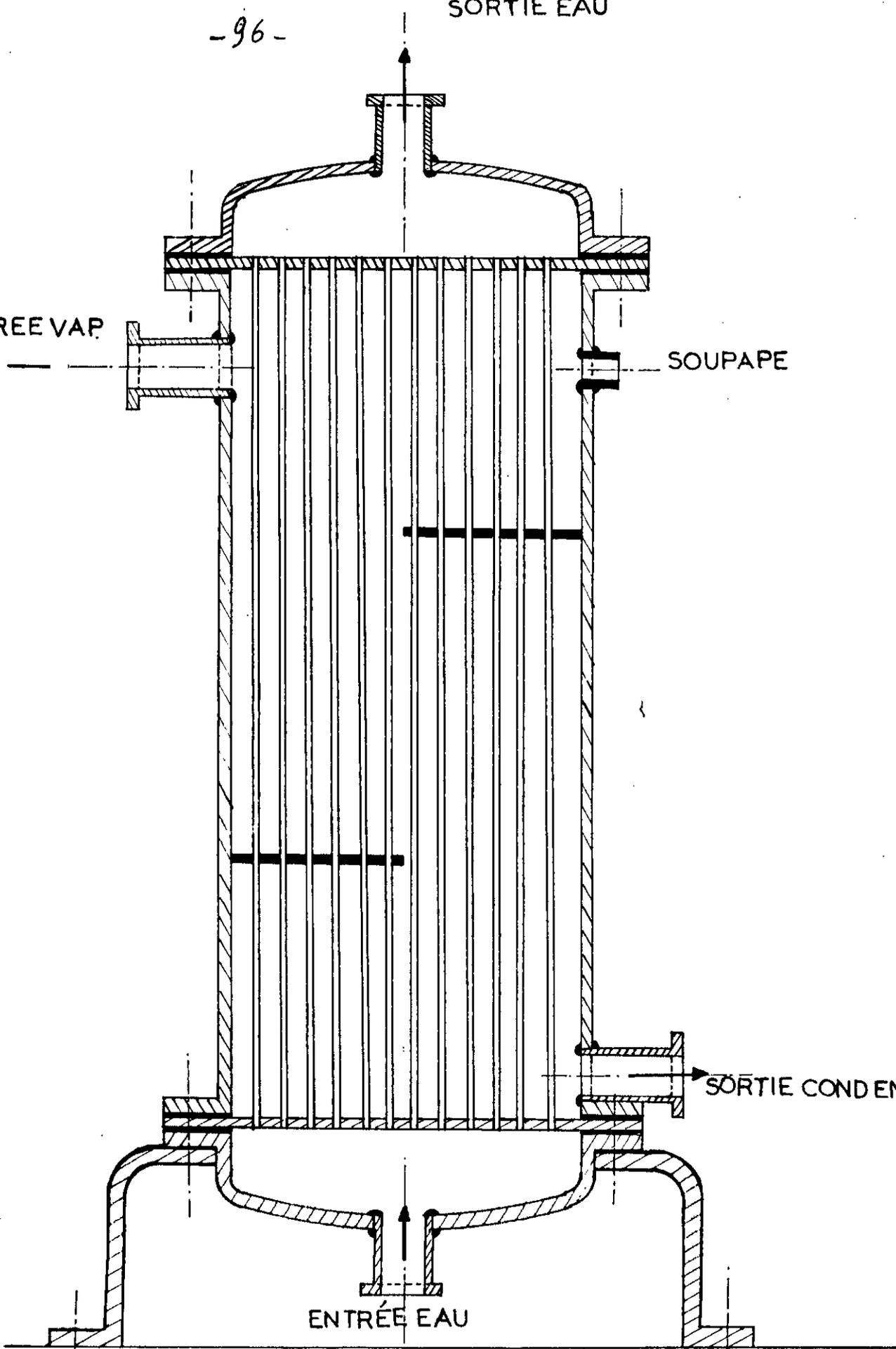
ENTREE VAP

SOUPAPE

SORTIE CONDENSAT

ENTREE EAU

FIGURE 2



CHAPITRE VI

I

C O N C L U S I O N

L'analyse du T. C. C. nous permet d'établir les avantages et les inconvénients de l'injection dans un T. A. G.

1°/ Avantages

- * D'après le T.C.C, il est clair que le principal avantage est que, l'injection d'eau augmente considérablement la puissance de La T . A . G.
- * Le prix de l'installation ne croît que dans une faible mesure, en effet le rapport de ce prix à la puissance fournie diminue notablement.
- * L'injection d'eau améliore le rendement du cycle:
- * Par ailleurs, l'injection d'eau permet de réduire le débit d'air absorbé par le compresseur, par suite les dimensions de ce dernier. En effet pour que le groupe, fonctionnant sans injection d'eau, puisse fournir une puissance de 36800 KW, le débit d'air absorbé par le compresseur devrait être égal à 312 Kg/s contre 108,3 Kg/s dans le cas du cycle combiné.

2°/ INCONVENIENTS

* Le fonctionnement avec injection d'eau ne peut se faire qu'avec des valeurs faibles du rapport (q / \dot{m}_a). Car un accroissement de ce rapport peut rendre nécessaire une modification du brûleur et même de la chambre de combustion et de la turbine.

En effet l'injection d'eau entraîne :

- un accroissement du rapport du débit d'air primaire au débit d'air total.
- un accroissement du débit masse du mélange gazeux traversant la turbine.

* Le cycle combiné nécessite une installation de traitement de l'eau (distillation) ce qui entraîne un accroissement des investissements.

* Par ailleurs l'injection d'eau augmente la température des gaz d'échappement ce qui compromet la durée de vie du rotor.

3°/ CONCLUSION FINALE.

La façon dont on a procédé ne permet pas de mettre en lumière tous les avantages que pourrait présenter la marche avec injection d'eau d'une T . A . G . Il semble plus équitable d'établir une comparaison, non pas entre deux régimes de fonctionnements de la même machine, mais entre deux turbines différentes dont l'une serait adaptée à la marche avec injection d'eau et l'autre, à la marche sans injection. Une telle comparaison est particulièrement justifiée dans le cas d'une T . A . G . destinée à la production d'énergie de pointe.

B I B L I O G R A P H I E

- . La turbine à gaz P Chambadal
- . Machines thermiques (cours polycopié) G. MATTON
- . Thèse de fin d'études (promotion 1975)
- . Combustion . S . SURUGUE . M. BERRERE
- . Thèse de fin d'études (promotion 1974)
- . Diagrammes (H, S) P. Chambadal
- . Revues techniques
 - Hispano Sinza
 - ALSTOM Atlantique
 - TURBO MECA
- . Tables thermodynamiques de l'eau et de la vapeur d'eau

