

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDE

Présenté en vue de l'obtention d'un diplôme d'Ingénieur d'état en Génie
Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

Thème

*Evaluation des effets de la
température ambiante sur les
performances d'un cycle théorique
de turbine à gaz*

Proposé et suivi par :
Mr Mohand Améziane AIT-ALI
Professeur à l'ENP

Etudié par :
Mr SAI Smail

Promotion 2002/2003

الموضوع : تقييم الأضرار التي يسببها ارتفاع درجة الحرارة على فعاليات دورة عنفة غازية.

الملخص : الهدف من هذه الدراسة يتمثل في تقييم الأضرار التي يسببها ارتفاع درجة حرارة المحيط الخارجي على فعاليات دورة عنفة غازية المستعملة في المناطق الحارة و الجافة.

للتأكد من صحة النتائج النظرية، اقترحنا سلسلة من التجارب على منضدة تجريب عنفة غازية من نوع « GILKES » ، و نموذج حسابي لحساب فعاليات هذه العنفة.

الكلمات المفتاحية: تقييم، أضرار، ارتفاع، درجة الحرارة، فعاليات، دورة عنفة غازية.

Sujet : Evaluation des effets de la température ambiante sur les performances d'un cycle théorique de turbine à gaz.

Résumé : le but de cette étude consiste à évaluer les effets de la température ambiante sur les performances d'un cycle théorique de turbine à gaz dans les conditions d'utilisation en milieu désertique.

Il s'agit en particulier d'évaluer les pertes de rendement et de puissance induites par l'augmentation de la température ambiante sur le compresseur et la turbine, en vue d'y remédier par la réfrigération mécanique de l'alimentation d'air.

Pour confirmer les résultats théoriques, nous avons proposé une procédure expérimentale à réaliser sur la turbine du banc d'essai de turbine GILKES, et un modèle de calcul des performances de cette dernière.

Les mots clés :

Evaluation, effets, température ambiante, cycle, théorique, turbine à gaz, performances.

Subject : effects of loss of power and efficiency in theoretical gas turbine cycle due to increase of ambient temperature.

Abstract : the goal of this study is to evaluate the effects of loss of power and efficiency in a theoretical gas turbine cycle due to increase the ambient temperature.

To confirm the theoretical results an experimental procedure on the GILKES gas turbine as well as computation model to calculate the performances.

Key words : Effects, power, efficiency, theoretical, gas turbine cycle, increase, ambient temperature.

Remerciements



Je tiens à remercier en premier, mes deux promoteurs Monsieur Mohand Améziane AIT-ALI et Monsieur BENOUR Hocine pour leurs conseils, leurs précieuse aide tout au long de mon travail et les efforts qu'ils ont consentis pour m'assurer un bon encadrement.

Je remercie les enseignants du département de génie mécanique pour avoir contribué à ma formation d'ingénieur.

Je remercie également mes collègues de la promotion 2003.

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- Mes chers parents et grands parents.
- Mon frère et ma sœur.
- Toute la famille SAI.
- Tout mes amis en particuliers Mohand et Bouzid.
- Tous ceux qui ont cru en moi.
- La promotion 2003 et à Tous ceux qui ont contribué de près et de loin à ce modeste travail.

TABLE DE MATIERES

I.	INTRODUCTION.....	1.
II.	GENERALITES.....	3.
1.	principe de fonctionnement de cycle de turbine :.....	3.
2.	Conditionnement d'air de cycle.....	3.
3.	Réfrigération de l'air admis au compresseur.....	5.
3.1.	<i>le cycle à absorption</i>	5.
3.2.	<i>le cycle à compression de vapeur</i>	6.
III.	CONSIDERATIONS THEORIQUES.....	7.
1.	Introduction.....	7.
2.	Puissance nette	7.
3.	Estimations des pertes de puissance.....	8.
4.	Le rendement.....	13.
5.	Cycle de réfrigération.....	14.
5.1.	<i>Analyse thermodynamique d'un cycle réel de réfrigération</i>	16.
5.2.	<i>Analyse des composants du cycle</i>	16.
5.2.1	Compresseur.....	16.
5.2.2	Condenseur.....	16.
5.2.3	Evaporateur.....	17.
5.3.	<i>La puissance mécanique de réfrigération</i>	17.
6.	Etude de cycle de turbine à gaz à alimentation réfrigérée.....	24.
IV.	APPROCHE EXPERIMENTALE.....	28.
1.	Caractéristiques de l'air réfrigéré.....	28.
1.1.	<i>Présentation de la soufflerie</i>	28.
1.1.1.	Canalisation de l'air.....	28.
1.1.2.	Tube de Pitot.....	28.
1.1.3.	Manomètre de précision.....	29.
1.1.4.	Elément en option.....	30.
1.2.	<i>Mesure de la vitesse</i>	31.
1.2.1.	Mesures expérimentales.....	31.
1.2.2.	Résultats.....	32.
2.	Banc d'essai de turbine à gaz.....	34.
2.1.	<i>Description générale du banc</i>	34.
2.1.1.	La turbine.....	34.
2.1.2.	Le pupitre de commande et de mesure.....	36.
2.1.3.	La frein.....	37.
2.1.4.	La circuit de régulation de la vitesse.....	38.
2.1.5.	L'installation de gaz.....	39.
2.2.	<i>Mise en marche de la turbine</i>	40.
2.2.1.	Vérifications et réparations.....	40.
2.2.2.	Mise en marche de la machine.....	40.
2.3.	<i>Essais</i>	42.
2.3.1.	Premiers essais.....	42.
2.3.2.	Deuxièmes essais.....	42.
3.	Procédure recommandée pour traiter les résultats expérimentaux.....	43.

V. CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS.....51

Notations et indices, unités ISO



C_c	conductance thermique du condenseur
C_e	conductance thermique de l'évaporateur
Cop	coefficient de performance du cycle de réfrigération
C_{p1}	chaleur spécifique de l'air dans le compresseur
C_{p2}	chaleur spécifique de l'air dans la chambre de combustion
C_{p3}	chaleur spécifique de l'air dans la turbine
C_{pa}	chaleur spécifique de l'air dans le milieu ambiant
C_{pg}	chaleur spécifique des gaz d'échappement
E	taux de détente
$exp(x)$	coefficient de by pass
f	le rapport combustible-air
h_1	l'enthalpie spécifique de l'air à l'entrée du compresseur
h_2	l'enthalpie spécifique de l'air à la sortie du compresseur
h_3	l'enthalpie spécifique à la sortie de la chambre de combustion
h_4	l'enthalpie spécifique à la sortie de la turbine
K	constante du frein
K_c	paramètre du compresseur de GILKES.
M	débit massique de l'air dans la turbine à gaz
M_{moyen}	débit massique moyen
n_b	vitesse de rotation du frein
n_c	vitesse de rotation du compresseur
N_e	puissance effective
N_{fr}	puissance dissipée dans les frottements
P	pression de l'air à l'entrée du compresseur
P_a	pression atmosphérique
P_b	poids accroché à la balance du frein
PCI	pouvoir calorifique inférieur du gaz naturel
$P_{d(1)}$	pression dynamique à l'entrée du compresseur
$P_{d(2)}$	pression dynamique à la sortie du compresseur
$P_{d(4)}$	pression dynamique à la sortie de la chambre de combustion
$P_{d(6)}$	pression dynamique à la sortie de la turbine
$P_{nominale}$	puissance nominale de la turbine à gaz
P_r	taux de compression
P_r^*	rapport de compression optimal correspondant à la puissance maximale
$P_{s(1)}$	pression à l'entrée du compresseur
$P_{s(4)}$	pression statique à l'entrée du diffuseur de la turbine
$P_{s(A-0)}$	dépression au niveau du col du venturi
$P_{t(4)}$	pression totale à la sortie de la chambre de combustion
$P_{t(6)}$	pression totale à la sortie de la turbine
Q	débit du combustible injecté
Q	puissance fournie par la chambre de combustion
Q_c	chaleur échangée dans le condenseur
Q_h	chaleur échangée dans l'évaporateur
R	constante des gaz parfaits
T_0	température de l'air du milieu ambiant
T_1	température à l'entrée du compresseur
T_3	température à la sortie de la chambre de combustion

NOTATION ET INDICES

T_a	température de l'air atmosphérique
T_c	température du milieu échangeant de chaleur avec l'évaporateur
T_{cc}	température d'évaporation
T_h	température du milieu échangeant de chaleur avec le condenseur
T_{hc}	température moyenne de condensation
$T_{t(1)}$	température totale à l'entrée du compresseur
$T_{t(2)}$	température totale à la sortie du compresseur
U	vitesse circonférentielle
UA	conductance thermique dans l'évaporateur
V	débit volumétrique de l'air
W_c	puissance consommée par le compresseur
W_{nette}	puissance développée par le cycle de turbine à gaz
W_{rr}	puissance mécanique de réfrigération
W_t	puissance développée par la turbine
X_0	section du col du venturi
η_{pt}	coefficient de perte de pression dans la turbine
η_{pc}	coefficient de perte de pression dans le compresseur
α	quantité de vapeur injectée
C_s	consommation spécifique de combustible
$\delta T_{t(5-6)}$	différence de température totale entre l'entrée et la sortie de la turbine
$\delta T_{t(1-2)}$	différence de température totale entre l'entrée et la sortie du compresseur
$\delta T_{t(4-5)}$	différence de température totale entre l'entrée et la sortie du diffuseur de la turbine
$\delta T_{t(4-6)}$	différence de température totale entre la sortie de la chambre de combustion et la sortie de la turbine
$\delta T_{t(2-4)}$	différence de température totale entre l'entrée et la sortie de la chambre de combustion
η_{ic}	rendement de la chambre de combustion
ρ	masse volumique
$\delta P_{s(6-7)}$	perte de pression dans le cône de sortie de la turbine
$\delta P_{s(A-1)}$	perte de pression statique entre l'entrée du venturi et l'entrée du compresseur
$\delta P_{s(2-4)}$	perte de pression statique dans la chambre de combustion
$\delta P_{s(7-A)}$	pression statique absolue à la sortie du cône de la turbine
r_w	rapport de puissances
α_t	rapport R/C_p dans la turbine
α_c	rapport R/C_p dans le compresseur
η_t	rendement de la turbine
η_c	rendement du compresseur
η_r	rendement du cycle de réfrigération
η	rendement du cycle de turbine à gaz
η_{irc}	rendement isentropique de la compression dans le cycle de réfrigération
η_{it}	rendement isentropique de la turbine
η_{ic}	rendement isentropique du compresseur
η_{th}	rendement thermique
η_{thd}	rendement thermodynamique
ϕ	richesse du mélange combustible-air
τ	taux de compression

LISTE DES FIGURES

Figure 1 :	Variation du taux de compression optimal en fonction de la température T_1	8
Figure 2 :	Cycle de réfrigération endoreversible.....	14
Figure 3 :	Représentation d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur.....	15
Figure 4 :	Diagramme d'un cycle frigorifique réel.....	15
Figure 5 :	Température moyenne de condensation T_{hc}	18
Figure 6 :	Variation de la puissance mécanique de réfrigération en fonction de la température T_1	22
Figure 7 :	Représentation du cycle de turbine à gaz à alimentation réfrigérée.....	23
Figure 8 :	Variation des puissances mécaniques en fonction de la température de sortie de l'évaporateur.....	25
Figure 9 :	Variation de la puissance totale en fonction de la température de sortie de l'évaporateur pour deux valeurs de UA.....	26
Figure 10 :	Variation du rendement du cycle de turbine alimenté par de l'air réfrigéré en fonction de la température T_1 pour deux valeurs de UA.....	26
Figure 11 :	Exemple N°1 de tube de Pitot.....	29
Figure 12 :	Exemple N°2 de tube de Pitot.....	30
Figure 13 :	Manomètre incliné.....	30
Figure 14 :	Répartition des points de prise de pression.....	32
Figure 15 :	Schéma de l'ouverture de réglage du débit.....	33
Figure 16 :	La turbine à gaz Gilkes Rover IS/60.....	35
Figure 17 :	Représentation schématique du système de régulation de la vitesse et de température.....	38
Figure 18 :	Représentation schématique de l'installation de gaz naturel....	39
Figure 19 :	Circuit d'écoulement de l'air et du gaz dans la machine et les points de prise de mesures.....	44

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

I. INTRODUCTION

L'utilisation de la turbine à gaz est très répandue dans toutes les applications de production de travail, aussi bien comme motorisation dans les transports ou dans les installations fixes. Son usage est en progression constante contre toutes les applications qui lui sont antérieures, grâce notamment à sa fiabilité, à sa masse et son encombrement réduits par unité de puissance ; elle a remplacé les moteurs à combustion internes dans toutes les applications aéronautiques, dans les unités navales de poursuite, et dans les centres de compression et de pompage des gazoducs et des oléoducs. Les centrales de production d'électricité de grande capacité font de plus en plus appel à la turbine à gaz simple ou en combinaison avec un cycle à vapeur pour des considérations de coût et de disponibilité ; une turbine à gaz ne nécessite que quelques minutes pour monter en puissance, contrairement à la turbine à vapeur.

L'évolution de la turbine à gaz n'a cessé de progresser depuis les années 1950, notamment en rendement, grâce aux progrès technologiques sur les matériaux de constitution et aux techniques de refroidissement des aubages mobiles qui accommodent des températures de plus en plus élevées. Les cycles de turbines à gaz peuvent être conçus avec un taux de compression adapté pour favoriser le rendement, notamment par la régénération, ou avec un taux de compression optimum pour obtenir une puissance maximale. La régénération sur les applications automobiles est nécessaire pour obtenir un avantage sur les moteurs à combustion interne, mais elle marque le pas depuis les années 1970 à cause des difficultés de réalisation pratiques relative à l'étanchéité. L'utilisation d'une motorisation hybride turbine à gaz et moteur électrique continu particulièrement adaptée pour lutter contre la pollution urbaine pourrait lui donner bientôt un avantage décisif.

Les performances des turbines à gaz à cycle ouvert sont encore fortement influencées par les conditions d'admission de l'air à l'entrée du compresseur ; elles se détériorent notablement avec les grandes variations de température saisonnière, et de façon moindre entre le jour et la nuit. En milieu saharien par exemple, la puissance nominale peut chuter d'environ 35% ; à titre d'exemple, les anciennes turbines utilisées par SONELGAZ à Hassi Messaoud ont une puissance de 20 MW à une température ambiante de 45°C et 26,5 MW à 15°C [1]. La puissance nette développée par le cycle étant la différence entre la puissance de la turbine et celle du compresseur, cette puissance diminue avec la température ambiante d'une part, parce que la densité de l'air ambiant diminue et d'autre part parce que la puissance prise par le compresseur augmente, indépendamment de la densité de l'air. Un calcul approximatif fait sur cet exemple, dont on ne connaît pas les paramètres exacts, montre que ces pertes seraient respectivement de 3500 et 3000 kW environ.

Cette détérioration globale de la puissance s'accompagne d'une détérioration, quoique légèrement moindre, d'environ de 5% du rendement de la turbine. Ces détériorations ont

d'importantes conséquences sur l'investissement initial de la puissance à installer pour répondre aux besoins en saison chaude et sur le coût de production du kWh. Une solution utilisée dans ce genre de situation où l'air est chaud et sec, est l'humidification de l'air admis jusqu'à presque saturation. On gagne à la fois en réduisant la température de bulbe sèche à la température de bulbe humide, ce qui peut représenter environ 20°C (de 45, $\Phi=20\%$ à 25°C saturé), et en augmentant la masse de l'air par l'humidification (environ 1% dans cet exemple). La saturation adiabatique de l'air admis sert aussi à le dépoussiérer et à diminuer ainsi l'érosion des aubages des machines. Mais cette solution partielle est encore insuffisante et aussi inapplicable dans les climats chauds et humides, ce qui rendrait inopérante la saturation adiabatique.

L'injection d'eau est aussi utilisée pour le refroidissement inter étages de compression, mais dans des proportions limitées par des considérations de corrosion à la détente des produits de combustion dans les aubages de la turbine. On sait aussi que des moteurs d'avion ont été adaptés à l'injection de quantités d'eau limitées durant la phase de décollage au-dessus des aéroports proches des agglomérations urbaines pour réduire les oxydes d'azotes émis. Mais cette utilisation est limitée dans le temps. Les recherches se poursuivent depuis une dizaine d'années sur le refroidissement de l'air admis au compresseur par la réfrigération. C'est ainsi que des ingénieurs de la SNAM [2] ont évalué les effets produits par une alimentation d'air réfrigéré à environ 5°C par une installation de conditionnement d'air. L'étendue de la réfrigération pourrait être envisagée vers des températures plus basses dans la mesure où celles-ci conduiraient à une puissance combinée maximale, y compris la puissance absorbée par la réfrigération. Une première étude publiée il y a quelques années [3] montre qu'une telle solution pourrait être envisageable. Une modélisation du problème basée sur un comportement de gaz parfaits et un cycle de réfrigération endoréversible conduit à une température de réfrigération d'autant plus basse que la taille de l'évaporateur du réfrigérateur est plus grande.

Une nouvelle évaluation de cette solution est entreprise dans le cadre de ce projet de fin d'études en utilisant une équation de comportement de gaz parfaits et un modèle de cycle irréversible. Une exploration expérimentale limitée a d'abord été envisagée sur un banc d'essai de turbine à gaz et une soufflante réfrigérée du Laboratoire de Thermique de l'ENP. Cette exploration a par la suite été sacrifiée à des difficultés matérielles d'approvisionnement. Il est à espérer que cette expérimentation puisse avoir lieu ultérieurement dans une autre étude. Le travail qui est présenté dans ce projet de fin d'étude consistera essentiellement à réaliser une évaluation théorique des effets de la réfrigération de l'air à l'aspiration du compresseur. Après cette introduction le document de projet comportera un chapitre relatif aux généralités, un chapitre de considérations théoriques puis un chapitre sur l'approche expérimentale envisagée et enfin une conclusion.

GENERALITES

II. GENERALITES

1. Le principe de fonctionnement du cycle de turbine à gaz :

La turbine à gaz est un ensemble moteur constitué d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine ; le principe de fonctionnement du cycle ouvert consiste à comprimer un fluide de cycle, qui est le plus souvent de l'air atmosphérique, à produire une combustion adiabatique avec un combustible injecté et à détendre les produits de combustion avant de les rejeter dans l'atmosphère. Dans le cycle fermé, le fluide de cycle, généralement de l'Hélium est constamment réutilisé ; l'énergie est apportée au fluide de cycle par échange de chaleur ; après détente, le fluide de cycle est refroidi par un autre échange thermique

On peut classer les cycles de turbine à gaz en deux classes principales :

- **Le cycle ouvert :** dans lequel le fluide de cycle est de l'air prélevé de l'atmosphère ambiante et les produits de combustion sont rejetés à l'atmosphère directement, ou après échange thermique dans le cycle à régénération. Les performances du cycle sont ainsi affectées par la température de l'atmosphère et celle-ci recueille les polluants rejetés et en particulier le CO₂ qui est un gaz à effet de serre.
- **Le cycle fermé :** dans lequel le fluide du cycle, généralement de l'Hélium, subit les quatre transformations (à savoir compression, réchauffement, détente, refroidissement) de façon cyclique. Le cycle fermé est en général utilisé dans les centrales nucléaires à gaz (type HTGR) avec l'avantage d'éviter le rejet des gaz à effet de serre et l'inconvénient de nécessiter une tour de refroidissement volumineuse pour rejeter l'énergie à la source froide.

2. Le conditionnement de l'air de cycle :

L'air de cycle peut subir un traitement et/ou un conditionnement plus ou moins élaboré selon l'importance des applications. Il peut s'agir d'un simple dépoussiérage avec ou sans refroidissement adiabatique ou d'une réfrigération dans les applications sophistiquées.

Parmi les solutions utilisées pour réduire les pertes de puissance des turbines à gaz installées dans les zones désertiques, on peut citer la réduction de la température de l'air par la saturation adiabatique, l'injection d'eau et la réfrigération de l'air avant son admission dans le compresseur. Il en résulte à la fois un refroidissement et une densification de cet air.

La saturation adiabatique de l'air admis à partir de l'atmosphère s'adresse essentiellement aux applications implantées dans un climat sec et chaud [4]. Elle consiste à humidifier de façon adiabatique l'air soustrait à l'atmosphère afin d'en abaisser la température égale à la température de bulbe sèche (TBS) à celle de bulbe humide (TBH) qui est égale à la température de saturation. L'humidité ajoutée peut représenter 1 ou 2% de la masse de l'air sec selon l'humidité relative de l'air atmosphérique.

L'injection d'eau dans le compresseur a fait l'objet de plusieurs publications dans les années 40 [5], elle consiste à injecter de l'eau en plusieurs points dans le compresseur depuis la section d'aspiration jusqu'à celle de refoulement, de façon à essayer de se rapprocher d'une compression isotherme ; elle exige une pulvérisation de l'eau en gouttelettes très fines pour faciliter son évaporation dans l'air et réaliser un mélange intime entre l'air et l'eau, et pour éviter les problèmes de corrosion et d'érosion des aubes du compresseur.

Cette méthode a été expérimentée dès 1949 par les Américains, mais elle n'a pas vu d'applications à causes des investissements trop importants qu'elle engendre ; car pour éviter les problèmes cités il est nécessaire de réaliser un bon traitement de l'eau injectée (sans impuretés) ainsi qu'un dosage précis afin d'obtenir la condition de saturation adiabatique en tout point de la compression (sans aucun excès d'eau).

L'injection de l'eau à l'aval du compresseur a pour objet unique de densifier l'air comprimé afin d'augmenter la puissance fournie par la turbine et de réduire ainsi les pertes de puissance occasionnées par la température et la densité de l'air sec. Dans ce cas, l'eau est injectée en un seul point de la section de refoulement du compresseur et de l'admission de la turbine ; cette méthode permet d'augmenter en même temps le taux de compression par l'augmentation de la densité de l'air et le rapport de détente dans la turbine. Son avantage par rapport à la méthode précédente est d'éviter la corrosion et l'érosion dans le compresseur, et la nécessité d'un dosage précis de la quantité d'eau à injecter.

L'effet de l'injection d'eau est particulièrement sensible sur la puissance nette ; les résultats obtenus par plusieurs études faites par des firmes spécialisées dans ce domaine, [5] ont montré que pour un taux de compression déterminé, le travail net développé par l'installation varie linéairement avec la masse d'eau injectée. Par contre, pour une température d'admission à la turbine fixée, l'augmentation de rendement due à l'accroissement du taux de compression est contrecarrée par une baisse de rendement due à l'augmentation de l'énergie de combustion et du travail requis par l'eau injectée, aussi petit soit il. Il semblerait donc exister un taux d'injection optimal relativement à l'augmentation du rendement.

L'injection de la vapeur à l'aval du compresseur, a pour effet de densifier l'air comprimé dans une certaine mesure sans pour autant diminuer sa température et nécessiter une énergie de combustion plus élevée. Le problème est donc de réaliser une augmentation du taux de compression effectif et une densification des produits de combustion à leur entrée

dans la turbine. A cet effet, l'eau est chauffée jusqu'à ébullition à la pression d'injection par la récupération de l'énergie des gaz d'échappement.

D'après les travaux reportés par General Electric [5], la valeur maximale de la fraction massique α injectée est de 1,5%, ce qui provoque un accroissement relatif de puissance de 4α . Ce constructeur signale qu'il est nécessaire de produire de la vapeur à des pressions légèrement supérieures à celle de fin de compression. Dans les grandes installations, il peut être rentable de produire de la vapeur à des pressions beaucoup plus élevées avec l'énergie des gaz d'échappement, de les détendre dans une turbine à contre-pression et de l'injecter dans l'installation à l'aval du compresseur. Ce type d'installation a été réalisé par la Compagnie Westinghouse pour une production de puissance de 200MW. Cette application s'apparente à une régénération déguisée.

Le refroidissement de l'air en amont du compresseur par un échange thermique présente l'inconvénient inhérent aux échanges thermiques entre deux gaz, qui nécessite une grande surface d'échange et une perte de charge conséquente, donc un investissement qui peut se révéler prohibitif dans toute les situations où l'on dispose pas gratuitement d'une source de froid dans la basse température pourrait compenser la faiblesse du coefficient d'échange global.

3. Réfrigération de l'air admis au compresseur

Une des toutes récentes solutions proposées pour remédier à la perte de puissance du cycle de turbine à gaz due à l'élévation de la température de l'air ambiant consiste à réfrigérer celui-ci. Les technologies envisagées sont soit celle du conditionnement d'air tel que pratiqué dans les installations des grands immeubles, soit celle de la réfrigération mécanique des cycles industriels de réfrigération. La première est capable de réfrigérer l'air à des températures de l'ordre de 5 à 8°C ; la deuxième est capable de réfrigérer à des températures bien en dessous de 0°C. Cette dernière requiert une puissance mécanique conséquente qu'il y a lieu d'intégrer aux calculs de maximisation de la puissance mécanique globale produite par le cycle combiné réfrigération -turbine à gaz.

Les cycles de réfrigération envisagés sont soit du type à absorption soit du cycle à compression de vapeur.

3.1. Le cycle à absorption :

Ce cycle est en théorie l'assemblage d'un cycle de puissance et d'un cycle de réfrigération ; ceci peut être montré par la considération de ces deux cycles endoreversibles.

En pratique le cycle à absorption consiste à remplacer la compression de la vapeur d'ammoniac par exemple, par le pompage d'une solution liquide eau ammoniaque qu'il faudra au préalable produire à l'aide d'une source froide. Cette solution est en suite chauffée à la source chaude pour séparer la d'ammoniac de l'eau, celle-ci étant recyclée vers l'absorbeur source froide en passant par l'économiseur. La vapeur d'ammoniac est ensuite condensée avant d'être détendue dans une vanne Joule Thompson par exemple, comme dans un cycle à compression de vapeur. L'avantage de ce cycle est de réduire considérablement la puissance mécanique de réfrigération au détriment de l'échange thermique dont le coût devient prépondérant.

3.2. Le cycle à compression de vapeur :

Ce cycle comprend en théorie une compression dans un groupe moto compresseur, une désurchauffe et une condensation dans un condenseur, une détente dans une vanne Joule Thompson ou une turbine, et finalement une évaporation par laquelle la chaleur est soutirée par le fluide frigorigène au milieu à réfrigérer. Ce cycle de conception très simple requiert une puissance mécanique de réfrigération qui augmente rapidement avec la diminution de la température de réfrigération. Cette puissance mécanique viendra en soustraction des gains de puissance apportés par la réfrigération de l'air à la turbine à gaz.

**CONSIDERATIONS
THEORIQUES**

III. CONSIDERATIONS THEORIQUES

1. Introduction

La puissance nette fournie par le cycle de la turbine à gaz est très sensible à l'augmentation de la température de l'air à l'admission du compresseur ; plusieurs arguments ont été donnés à cet effet dans l'introduction. Cette augmentation de la température T_1 affecte aussi bien le débit massique du fluide de cycle que les états entrée et sortie du compresseur.

Le rendement du cycle subit aussi une diminution qu'il convient d'évaluer car ici la quantité de combustible consommé diminue de par l'augmentation de la température sortie du compresseur, la température de l'entrée turbine restant fixée, alors que la puissance nette du cycle diminue. Ces deux effets étant opposés, la diminution relative de rendement devrait être sensiblement moindre que celle de la puissance.

2. La puissance nette :

La puissance développée par le cycle de turbine à gaz en tenant compte des pertes de pression dans la chambre de combustion est égale à la différence entre la puissance développée par la turbine et la puissance consommée par le compresseur [6], donc :

$$(1).. \quad W_{net} = W_t - W_c$$

Tel que :

$$(2).. \quad W_c = \frac{\dot{m} C_{p1} T_1}{\eta_{pc}} \left((\eta_{pc} P_r)^{\gamma_c} - 1 \right)$$

$$(3).. \quad W_t = \dot{m} C_{p3} T_3 \eta_{pt} (1+f) \left(1 + (\eta_{pt} P_r)^{-\alpha} \right)$$

Donc :

$$(4).. \quad W_{net} = \frac{\dot{m} C_{p1} T_1}{\eta_{ic}} \left[\left(\frac{T_3}{T_1} \right) \eta_{ic} \eta_{pt} \left(\frac{C_{p3}}{C_{p1}} \right) \left(1 - (\eta_{pt} P_r)^{-\alpha} \right) + 1 - (\eta_{pc} P_r)^{\gamma_c} \right]$$

On remarque qu'à un taux de compression très grand et à un taux de compression très petit, la puissance nette s'annule, donc forcément la puissance nette passe par un maximum entre ces deux points.

Le taux de compression optimal qui maximise le travail net peut être obtenu en annulant la dérivée de l'expression précédente par rapport au taux P_r [6]:

$$(5).. \quad \frac{\partial W_{net}}{\partial P_r} = 0$$

Ce qui donne :

$$(6).. \quad P_s = \left[\eta_{it} \eta_{ic} (1+f) \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{\alpha_c}{\alpha_c}} (\eta_{pc})^{-\alpha_c} (\eta_{pt})^{-\alpha_c} \right]^{\frac{1}{\alpha_c + \alpha_t}}$$

On remplace cette expression dans celle de la puissance nette pour avoir la puissance nette maximale produite par le cycle. On remarque, d'après le graphe fig.1, que le taux de compression optimal correspondant à la puissance maximale est proportionnel au rapport T_3/T_1 et varie de 1 au maximum donné par les valeurs des paramètres utilisés. Pour $\eta_{pc}=0,96$, $\eta_{pt}=0,98$, $\eta_{ic}=0,8$, $\eta_{it}=0.85$ et $T_3=1200K$

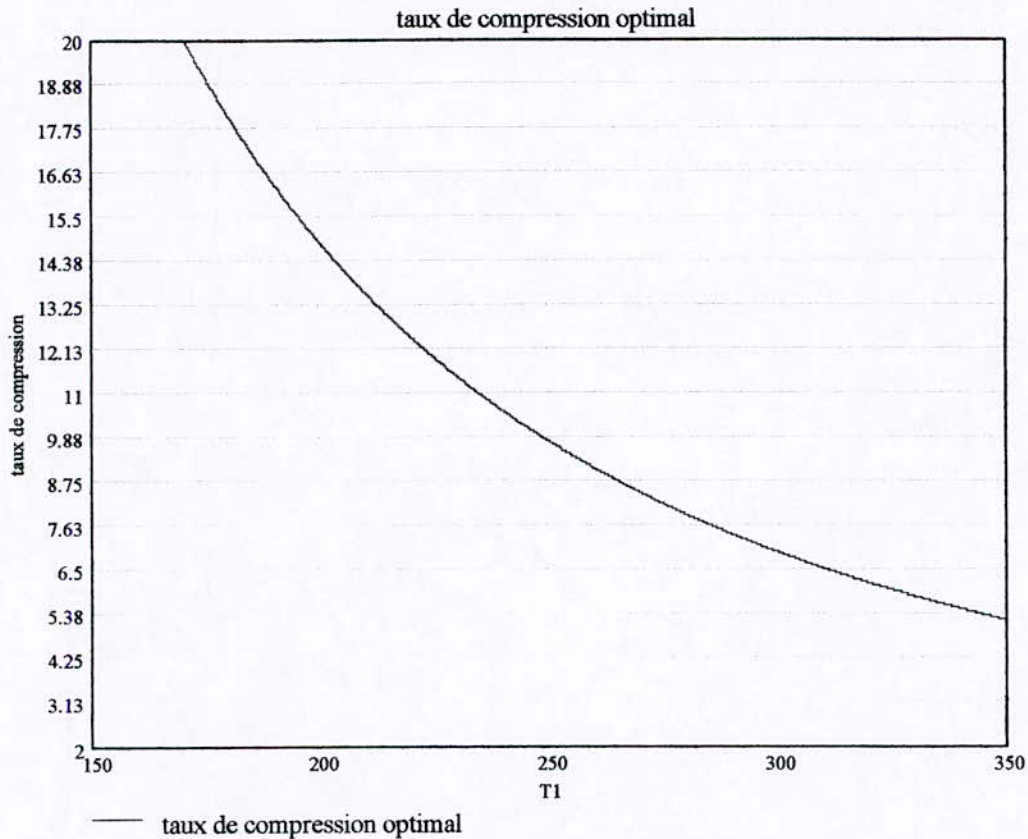


Fig.1 : la variation du taux de compression optimal en fonction de la température T₁

D'après le graphe N°1 ci-dessus, le taux de compression optimum qui correspond aux conditions de notre banc d'essai, pour des températures de l'air très basses, par exemple pour $T_1=240K$ est très de l'ordre 12, ce qui exigerait une compression étagée (double ou triple étage).

3. Estimation des pertes de puissance :

Pour un cycle théorique de turbine à gaz, évalué avec les tables isentropiques de l'air à basse pression, la puissance nette développée peut s'écrire comme suit :

$$(7).. \quad W_{net} = \frac{P \dot{V}}{RT_1} C_p \left[(1+f) \eta_f (h_b - h_u) - \frac{1}{\eta_f} (h_2 - h) \right]$$

Le débit massique a été ici remplacé par le débit volumique en utilisant l'équation des gaz parfaits. En différentiant l'expression de la puissance par rapport à T_1 on écrit :

$$(8).. \quad \frac{dW_{net}}{dT_1} = \left\{ \frac{P\dot{V}}{RT_1^2} C_p \left[(1+f)\eta_t(h_3-h_4) - \frac{1}{\eta_c}(h_2-h_1) \right] \right\} - \left\{ \frac{P\dot{V}}{RT_1} \times \frac{1}{\eta_c} \times \frac{d}{dT_1}(h_2-h_1) \right\}$$

Dans l'expression obtenue, on remarque que la variation de la puissance est due à la contribution de deux termes, qui sont le débit massique du fluide de cycle et la puissance consommée par le compresseur, et qui sont représentés par le premier et le deuxième terme respectivement. Ainsi, la diminution de la puissance nette fournie par le cycle ne peut s'expliquer que par la dégradation du débit massique de fluide de cycle et l'augmentation du travail consommé par la compression.

Nous pouvons estimer la variation de ces paramètres en fonction de la température d'entrée au compresseur et évaluer la diminution de la puissance enregistrée dans l'exemple de centrale thermique de SONELGAZ à HASSI R'MEL cité dans l'introduction. La formule précédente peut se mettre sous la forme suivante :

$$(9).. \quad \frac{dW_{net}}{dT_1} = - \left\{ \frac{P_{nominale}}{T_1} \right\} \left\{ \frac{P\dot{V}}{RT_1} \times \frac{1}{\eta_c} \times \frac{d}{dT_1}(h_2-h_1) \right\}$$

La dégradation de la puissance due à la diminution du débit massique est obtenue en multipliant le premier terme ci-dessus par ΔT_1 , l'augmentation de la température :

$$(10).. \quad \frac{P_{nominale}}{T_1} \times \Delta T_1 = \frac{26500}{288,2} \times 30 = 2759 \text{ kW}$$

La dégradation de la puissance due à l'élévation de la température d'entrée dépend du taux de compression envisagé ; celui-ci peut caractériser soit une conception à rendement élevé, soit une conception à puissance maximale pour laquelle celui-ci est donné par le résultat suivant :

$$(11).. \quad P_{roptimal} = \left(\eta_c \eta_t (1+f) \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{R}{2C_p}}$$

a. La variation de la puissance spécifique du compresseur en fonction de la variation de T_1 est d'abord estimée en supposant un taux de compression de $Pr=4$, $(1+f)=1,025$ et des rendements $\eta_c=0,80$, $\eta_t=0,85$.

Pour $T_1=15^\circ\text{C}$, et en utilisant les tables thermodynamiques de l'air à basse pression (avec C_p fonction de la température), on a :

$$h_2-h_1 = 140,66 \text{ kJ/kg} .$$

Pour $T_1=45^\circ\text{C}$, on a : $h_2-h_1=162,16 \text{ kJ/kg}$

D'où la variation : $\Delta(h_2-h_1) = 21,5 \text{ kJ/kg}$ pour un écart de 30°C .

Pour le calcul du débit massique, on suppose une température entrée de la turbine $T_3=1200\text{K}$.

Pour $T_1=15^\circ\text{C}$

La puissance spécifique développée par la turbine est : $W_t = 313,95 \text{ kW/(kg/s)}$

La puissance spécifique absorbée par le compresseur est : .. $W_c = 175,82 \text{ kW/(kg/s)}$

La puissance nette du cycle : $W_{\text{nette}} = 138,13 \text{ kW/(kg/s)}$

Donc le débit massique est : $\frac{P\dot{V}}{RT} = \frac{26500}{138,13} = 191,85 \text{ kg/s}$

Pour $T_1=45^\circ\text{C}$:

La puissance spécifique développée par la turbine est : $W_t = 313,95 \text{ kW/(kg/s)}$

La puissance spécifique absorbée par le compresseur est : ... $W_c = 202,70 \text{ kW/(kg/s)}$

La puissance nette du cycle : $W_{\text{nette}} = 111,25 \text{ kW/(kg/s)}$

Donc le débit massique est : $\frac{P\dot{V}}{RT} = \frac{20000}{111,25} = 179,78 \text{ kg/s}$

Pour pouvoir estimer la réduction de la puissance de l'installation due à l'accroissement du travail du compresseur, on prend le débit massique moyen, qui est de :

$$\dot{m}_{\text{moyen}} = \frac{191,85 + 179,78}{2} = 185,82 \text{ kg/s}$$

D'où la réduction de la puissance nette due au compresseur :

$$(12).. \quad \frac{P\dot{V}}{RT_1} \times \frac{1}{\eta_c} \times \frac{d}{dT_1} (h_2 - h_1) \times \Delta T_1 = 3995 \text{ kW}$$

La somme des deux termes de la perte de puissance s'élève donc à 6754 kW au lieu des 6500 kW donnés dans l'exemple, soit une surestimation de 3,9%. Cette surestimation peut provenir d'une légère surestimation du taux de compression, et/ou de la température d'entrée turbine, ces deux paramètres ne nous étant pas connus de façon précise.

- b. Le rapport optimum relatif aux hypothèses de puissance maximale, obtenues avec la relation :

$$Pr^* = \left(\eta_r \eta_c (1+f) \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{R}{\gamma C_p}}$$

est de 6,4. Les calculs donnés en (a.) sont maintenant repris avec la valeur de $Pr = 6,4$.

Pour $T_1 = 15^\circ\text{C}$, on a : $h_2 - h_1 = 319,65 \text{ kJ/kg}$

Pour $T_1 = 45^\circ\text{C}$, on a : $h_2 - h_1 = 348,138 \text{ kJ/kg}$

D'où la variation : $\Delta(h_2 - h_1) = 28,487 \text{ kJ/kg}$ pour un écart de température de 30°C .

Pour le calcul du débit massique, on suppose une température entrée de la turbine $T_3 = 1200\text{K}$.

Pour $T_1 = 15^\circ\text{C}$

La puissance spécifique développée par la turbine est : $W_i = 486,523 \text{ kW/(kg/s)}$

La puissance spécifique absorbée par le compresseur est : ... $W_c = 255,72 \text{ kW/(kg/s)}$

La puissance nette du cycle : $W_{\text{nette}} = 230,803 \text{ kW/(kg/s)}$

Donc le débit massique est : $\frac{P\dot{V}}{RT_1} = \frac{26500}{230,803} = 114,816 \text{ kg/s}$

Pour $T_1 = 45^\circ\text{C}$:

La puissance spécifique développée par la turbine est : $W_i = 486,523 \text{ kW/(kg/s)}$

La puissance spécifique absorbée par le compresseur est : ... $W_c = 278,51 \text{ kW/(kg/s)}$

La puissance nette du cycle : $W_{\text{nette}} = 208,013 \text{ kW/(kg/s)}$

Donc le débit massique est : $\frac{P\dot{V}}{RT_1} = \frac{20000}{208,013} = 96,58 \text{ kg/s}$

Pour pouvoir estimer la réduction de la puissance de l'installation due à l'accroissement du travail du compresseur, on prend le débit massique moyen des deux précédents, qui est de :

$$\dot{m}_{\text{moyen}} = \frac{114,816 + 96,580}{2} = 105,698 \text{ kg/s}$$

Connaissant la masse volumique de l'air ($\rho = 1,209 \text{ kg/m}^3$), on peut donner une estimation du volume d'air par unité de temps entrant dans le compresseur qui est :

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = 87,426 \text{ m}^3/\text{s}$$

D'où la réduction de la puissance nette due au compresseur est :

$$(13).. \quad \frac{P\dot{V}}{RT_1} \times \frac{1}{\eta_c} \times \frac{d}{dT_1} (h_2 - h_1) \times \Delta T_1 = 2409 \text{ kW}$$

Avec le terme de la perte de puissance due à la détérioration du débit massique trouvé en a. (2759 kW), la somme des deux termes de la perte de puissance s'élève donc à 5268 kW, au lieu des 6500 kW donnés dans l'exemple ; ce résultat qui est obtenu à 19% près, n'est pas remarquable car il est en dehors de la marge d'erreur induite par l'imprécision des données utilisées dans les calculs d'enthalpie. Cette vérification montre que l'exemple de turbine considéré n'est probablement pas conçu pour une puissance maximale.

On pourrait éventuellement déterminer le rapport de compression par la formule de la puissance nette écrite en fonction du taux de compression, avec l'hypothèse de chaleur spécifique constante avec la même valeur pour la compression et la détente. On aurait alors à résoudre deux équations en deux inconnues :

$$(14).. \quad W_{net} = \frac{P\dot{V}_1}{R} C_p \left[(1+f) \frac{T_3}{T_1} \eta_t (1 - P_r^{-\alpha}) - \frac{1}{\eta_c} (P_r^\alpha - 1) \right]$$

$$(15).. \quad \frac{dW_{net}}{dT_1} = -\frac{P\dot{V}_1}{R} C_p \left[(1+f) \frac{T_3}{T_1^2} \eta_t (1 - P_r^{-\alpha}) \right]$$

De ces deux équations, on pourra finalement tirer le taux de compression qui les satisfait. Cependant l'erreur qui serait ainsi faite pour le Cp moyen de détente serait probablement supérieure à 5% (d'autant plus qu'on ne connaît pas la composition des produits de combustion), ce qui rend cet exercice tout à fait futile.

D'après l'exemple que nous venons de traiter, on estime à 59% les pertes de puissance dues à l'augmentation de la puissance de compression et à 41% à la baisse du débit massique du fluide de cycle, cette dernière affectant aussi bien la turbine que le compresseur.

Les solutions de ce problème portent essentiellement sur la réduction de la température ambiante par refroidissement avant l'entrée au compresseur. La première solution déjà évoquée en introduction consiste à réaliser une saturation adiabatique [5], [8] qui résultera en une baisse de température d'autant plus appréciable que l'air ambiant est sec. Celle-ci serait évidemment nulle pour de l'air déjà saturé ou presque.

La baisse du débit massique peut être aussi compensée partiellement par l'injection d'eau ou de vapeur ; mais ces taux d'injection sont limités par des considérations de corrosion dans les aubages de la turbine où circulent déjà de la vapeur issue de la combustion d'hydrocarbures.

corrosion dans les aubages de la turbine où circulent déjà de la vapeur issue de la combustion d'hydrocarbures.

Une solution qui est envisagée depuis quelques années consisterait à utiliser la réfrigération de l'air par une installation de conditionnement d'air, si on ne souhaite pas descendre en dessous du zéro degré centigrade, ou encore de la réfrigération mécanique si on ne s'impose pas cette limite [8]. Cette solution ne peut évidemment se justifier que si le gain de puissance dépasse celle absorbée par cette réfrigération.

4. Le rendement

Pour un cycle théorique de turbine à gaz, comme dans le cas de la puissance nette, le rendement peut être évalué avec les tables isentropiques de l'air, l'expression du rendement peut se mettre sous la forme :

$$(16).. \quad \eta = \frac{\left[(1+f) \eta (h_B - h_1) - \frac{1}{\eta_c} (h_2 - h_1) \right]}{(1+f)(h_B - h_2)}$$

De cette expression, avec les mêmes valeurs des rendements de la turbine et du compresseur, et du taux de compression optimal pour une puissance maximale que l'exemple précédent, on peut calculer le rendement pour les deux températures précédentes :

a. Pour le taux de compression de 4 considéré précédemment :

Pour T₁=15°C

La puissance produite par la turbine est $W_t=313,95 \text{ kW}/(\text{kg/s})$

La puissance consommée par le compresseur est..... $W_c=175,82 \text{ kW}/(\text{kg/s})$

La puissance délivrée par la chambre de combustion est... $Q=731,98 \text{ kW}/(\text{kg/s})$

le rendement de la turbine à gaz est de : $\eta = 0,19$

Pour T₁= 45°C

La puissance produite par la turbine est $W_t=313,95 \text{ kW}/(\text{kg/s})$

La puissance consommée par le compresseur est..... $W_c=202,70 \text{ kW}/(\text{kg/s})$

La puissance délivrée par la chambre de combustion est.. $Q=697,44 \text{ kW}/(\text{kg/s})$

le rendement de la turbine à gaz est de : $\eta = 0,16$

D'après les calculs que nous avons faits, la variation relative de rendement est estimée à 15,8 %, donc le rendement dans ce cas est sur estimé de 60% relativement à celui supposé, qui est de 5%. L'augmentation du rendement peut s'expliquer par le fait que l'installation

b. pour un taux de compression optimal de $Pr=6,4$

Pour $T_1=15^\circ\text{C}$

La puissance produite par la turbine est $W_i= 486,523 \text{ kW}/(\text{kg}/\text{s})$

La puissance consommée par le compresseur est..... $W_c= 278,51 \text{ kW}/(\text{kg}/\text{s})$

La puissance délivrée par la chambre de combustion est... $Q=804,676 \text{ kW}/\text{kg}$

Donc le rendement de la turbine à gaz est de : $\eta= 0,287$

Pour $T_1= 45^\circ\text{C}$

La puissance produite par la turbine est $W_i= 486,523 \text{ kW}/(\text{kg}/\text{s})$

La puissance consommée par le compresseur est..... $W_c= 255,72 \text{ kW}/(\text{kg}/\text{s})$

La puissance délivrée par la chambre de combustion est... $Q=755,120 \text{ kW}/(\text{kg}/\text{s})$

Donc le rendement de la turbine à gaz est de : $\eta= 0.275$

Les valeurs de rendement ainsi obtenues se situent entre 16-19% pour le cas a. ($Pr=4$) et 27,5-28,7% pour le cas b ($Pr=6,4$, correspondant à la puissance maximale). Les valeurs rapportées pour un exemple similaire de centrales situées à In Amenas sont de 19 et 23%, respectivement pour les conditions hiver et été. Les valeurs actuelles sont de toute évidence inférieures à 28% car les valeurs espérées pour les cycles de conception avancée ne dépassent pas les 27% pour un véhicule automobile hybride (Turbine à gaz- moteur électrique). Il y a lieu de retenir que le modèle de cycle considéré dans cet évaluation n'a pas tenu compte de toutes les irréversibilités internes significatives (pertes de pression, pertes par transfert thermique, frottements mécaniques, etc.).

Le chapitre suivant est destiné à évaluer la puissance mécanique nécessaire à la production de froid destiné à refroidir l'air à l'entrée du compresseur.

5. Cycle de réfrigération :

Un cycle de réfrigération à compression de vapeur endoréversible comprend les transformations suivantes :

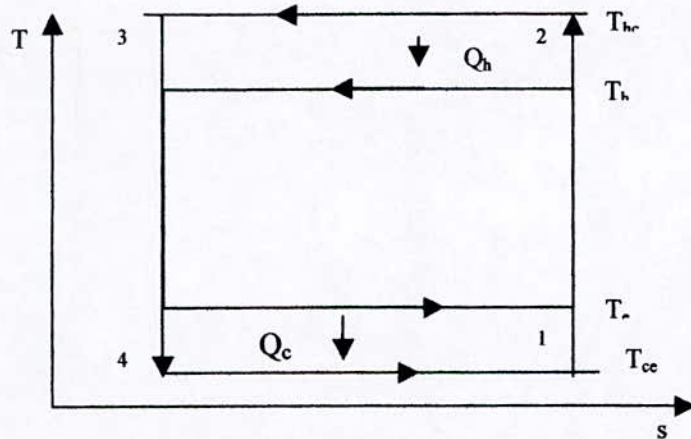


Fig. 2 : Cycle de réfrigération endoreversible

- 1-2 : compression de vapeur supposée isentropique.
- 2-3 : désurchauffe et condensation isobarique réversible
- 3-4 : détente adiabatique à travers une vanne Joule-Thompson.
- 4-1 : évaporation isobarique réversible

On en définit le coefficient de performance par le rapport :

(17)..
$$COP = \frac{Q_c}{W_{rr}}$$

Ce cycle est schématisé ci-dessous :

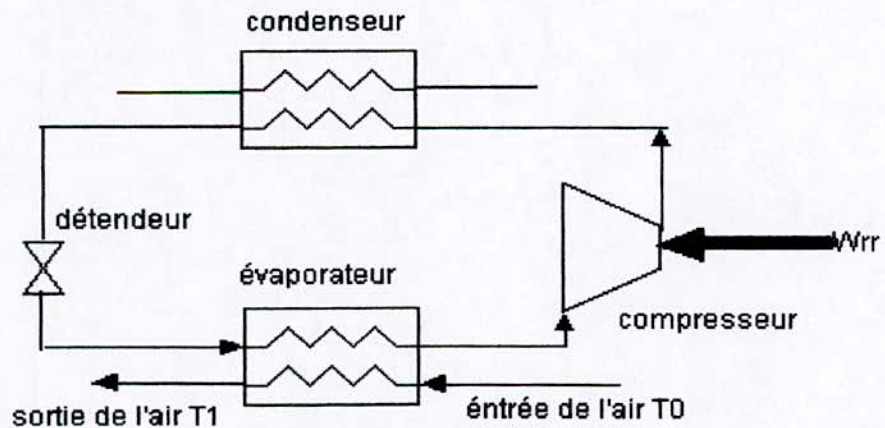


Fig.3 : Représentation d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur

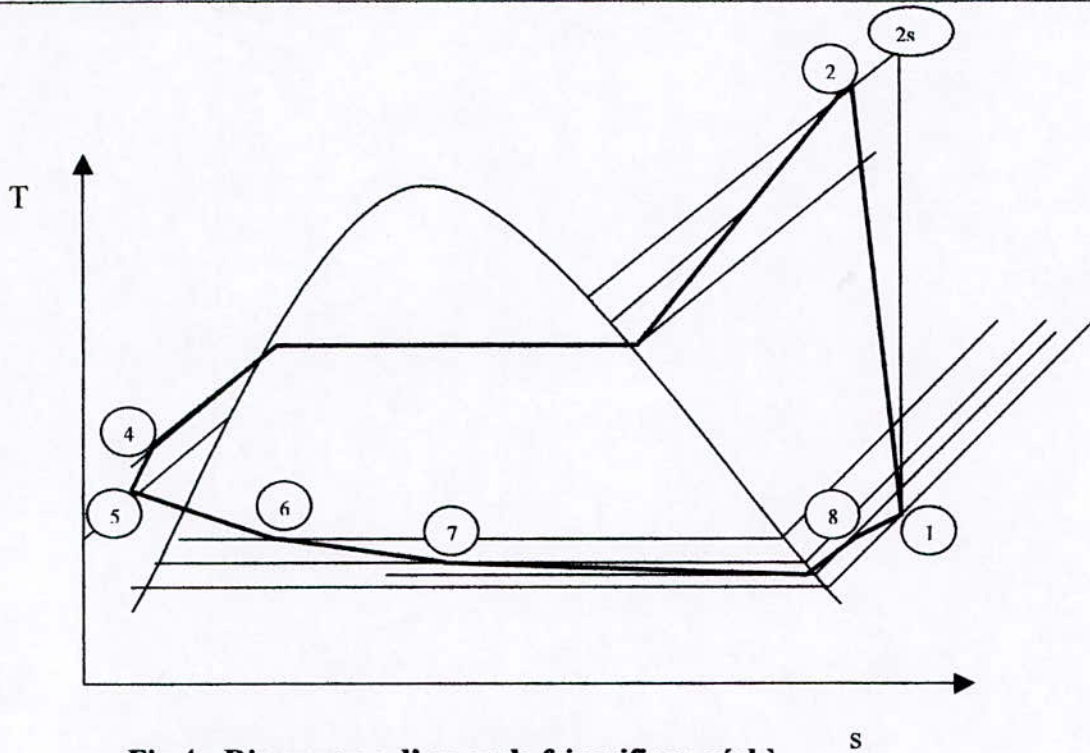


Fig.4 : Diagramme d'un cycle frigorifique réel à compresseur refroidi

5.1. Analyse thermodynamique du cycle réel de réfrigération :

Le cycle représenté en dessus diffère du cycle réel par l'omission des pertes mécaniques internes (chutes de pression, frottements mécaniques, etc...) ainsi que les pertes de chaleur avec le milieu ambiant.

5.1.1 Analyse du cycle:

5.1.1.1 Compresseur :

La vapeur surchauffée entre dans le compresseur pour être comprimée tout en échangeant une quantité de chaleur avec l'ambiance car le groupe compresseur est refroidi par convection avec l'ambiante.

Comme dans le cas de la turbine à gaz, on associe un rendement isentropique à la compression réelle qui tient compte des irréversibilités. [6]

$$(18).. \quad \eta_{icr} = \frac{W_c}{W_{rr}}$$

où $W_{rr} = h_2 - h_1$ qui est le travail réel de réfrigération fourni au compresseur.

5.1.1.2 Condenseur :

La pression actuelle à la sortie du condenseur est plus faible que celle de la vapeur à son entrée à cause de la chute de pression due à l'écoulement du fluide ; la température du réfrigérant en fin de condensation sera un peu au-dessous de la température de saturation

$$(19).. \quad Q_{hc} = C_c(T_0 - T_{hc})$$

Ou

$$(20).. \quad Q_{hc} = h_4 - h_3$$

D'autre part. en faisant intervenir la conductance thermique du condenseur, $C_c = UA$, la température d'entrée et de sortie du fluide recevant la chaleur du condenseur sont respectivement T_0 et T_3 on peut écrire :

$$(21).. \quad Q_{hc} = UA \frac{(T_3 - T_{hc}) - (T_0 - T_{hc})}{\ln \left[\frac{(T_3 - T_{hc})}{(T_0 - T_{hc})} \right]}$$

5.1.1.3 Evaporateur :

Comme dans le cas du condenseur, la pression du réfrigérant diminue légèrement de par les de charges ; à la sortie de la vanne de détente, le fluide frigorigène est un mélange biphasique liquide vapeur. Sa faible enthalpie lui permet de capter une certaine quantité de chaleur qui vaporisera la fraction liquide. Cette chaleur reçue peut se mettre sous la forme suivante :

$$(22).. \quad Q_e = C_e(T_{ce} - T_0)$$

Ou

$$(23).. \quad Q_{ce} = h_8 - h_7$$

D'autre part, ce flux de chaleur peut s'exprimer par :

$$(24).. \quad Q_{ce} = UA \frac{(T_0 - T_{ce}) - (T_1 - T_{ce})}{\ln \left[\frac{(T_0 - T_{ce})}{(T_1 - T_{ce})} \right]}$$

5.1.2 La puissance mécanique de réfrigération :

Lorsqu'il s'agit de réfrigérer de l'air, la quantité de chaleur cédée par l'air est égale à la quantité de chaleur reçue par le fluide de cycle dans l'évaporateur. Lorsque la température de la paroi de l'évaporateur qui est considérée comme la température moyenne arithmétique du fluide frigorigène entre son entrée et sa sortie de l'évaporateur, comme le montre la formule suivante [8]:

$$(25).. \quad mC_{pa}(T_0 - T_1) = UA \frac{(T_0 - T_{ce}) - (T_1 - T_{ce})}{\ln \left[\frac{(T_0 - T_{ce})}{(T_1 - T_{ce})} \right]}$$

De cette formule on tire T_{ce} :

$$(26).. \quad T_{ce} = \frac{T_0 - T_1 \exp(xT)}{1 - \exp(xT)}$$

Telle que : $x = \frac{UA \times R}{R \times \dot{V}_1 \times C_{pa}}$

L'exponentielle $\exp(x)$ est parfois appelée le coefficient by-pass[7].

On peut déterminer le travail de compression, en considérant un cycle endoréversible de réfrigération, dont le coefficient de performance est :

$$(27).. \quad Cop = \frac{T_{ce}}{T_{hc} - T_{ce}}$$

Donc :

$$(28).. \quad Cop = \frac{1}{\frac{T_{hc}(1 - \exp(xT))}{T_0 - T_1 \exp(xT)} - 1}$$

En comparant le cycle réel avec le cycle endoréversible on introduit un rendement qui corrige pour les pertes mécaniques introduites. Ainsi le travail réel du compresseur de ce cycle est :

$$(29).. \quad W_{rr} = \frac{R \dot{V}_1 C_p}{R} \frac{1}{T_1} (T_0 - T_1) \eta_F^{-1} \left[\frac{T_{hc}(\exp(xT) - 1)}{T_1 \exp(xT) - T_0} - 1 \right]$$

On remarquera que le travail de compression dans le cycle de réfrigération dépend essentiellement de l'écart de température entre T_0 et T_1 , écart qui conditionne la taille de l'évaporateur et par conséquent le coût de ce dernier. Par exemple dans les zones sahariennes, l'écart de température ($T_0 - T_1$) est plus important, on aura donc besoin d'un grand évaporateur.

Les échanges de chaleur pris en compte dans cette étude supposent un fluide isotherme aussi bien dans le condenseur que dans l'évaporateur, ce qui permet d'utiliser des écarts moyens arithmétiques à la place des écarts logarithmiques.

La température moyenne de condensation T_{hc} est la moyenne intégrée entre la température à l'entrée du condenseur et celle à sa sortie

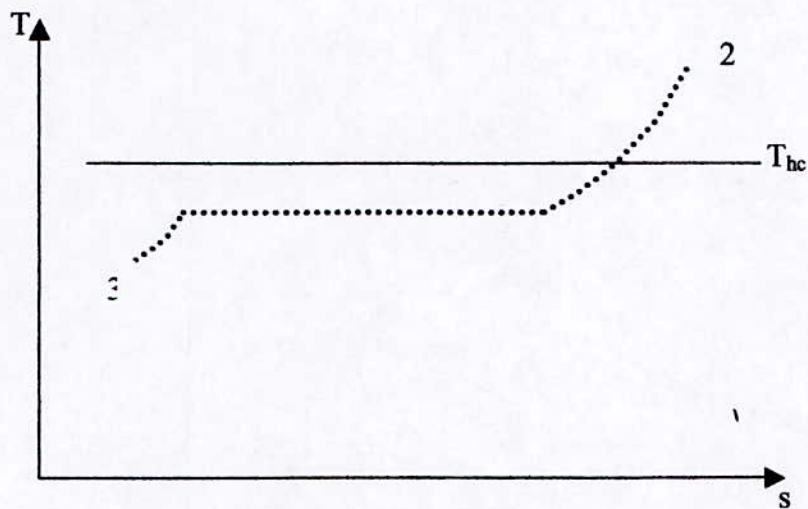
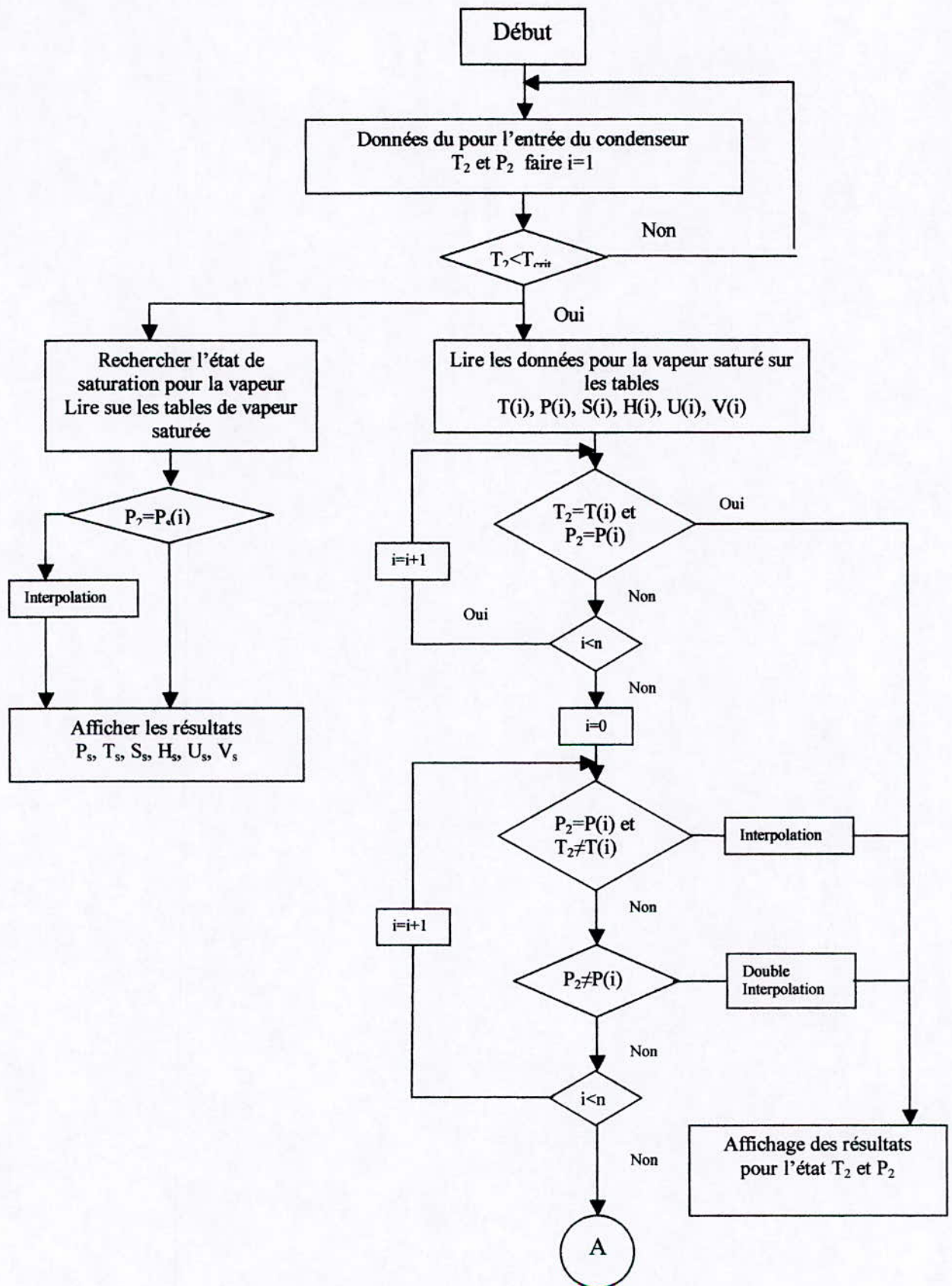
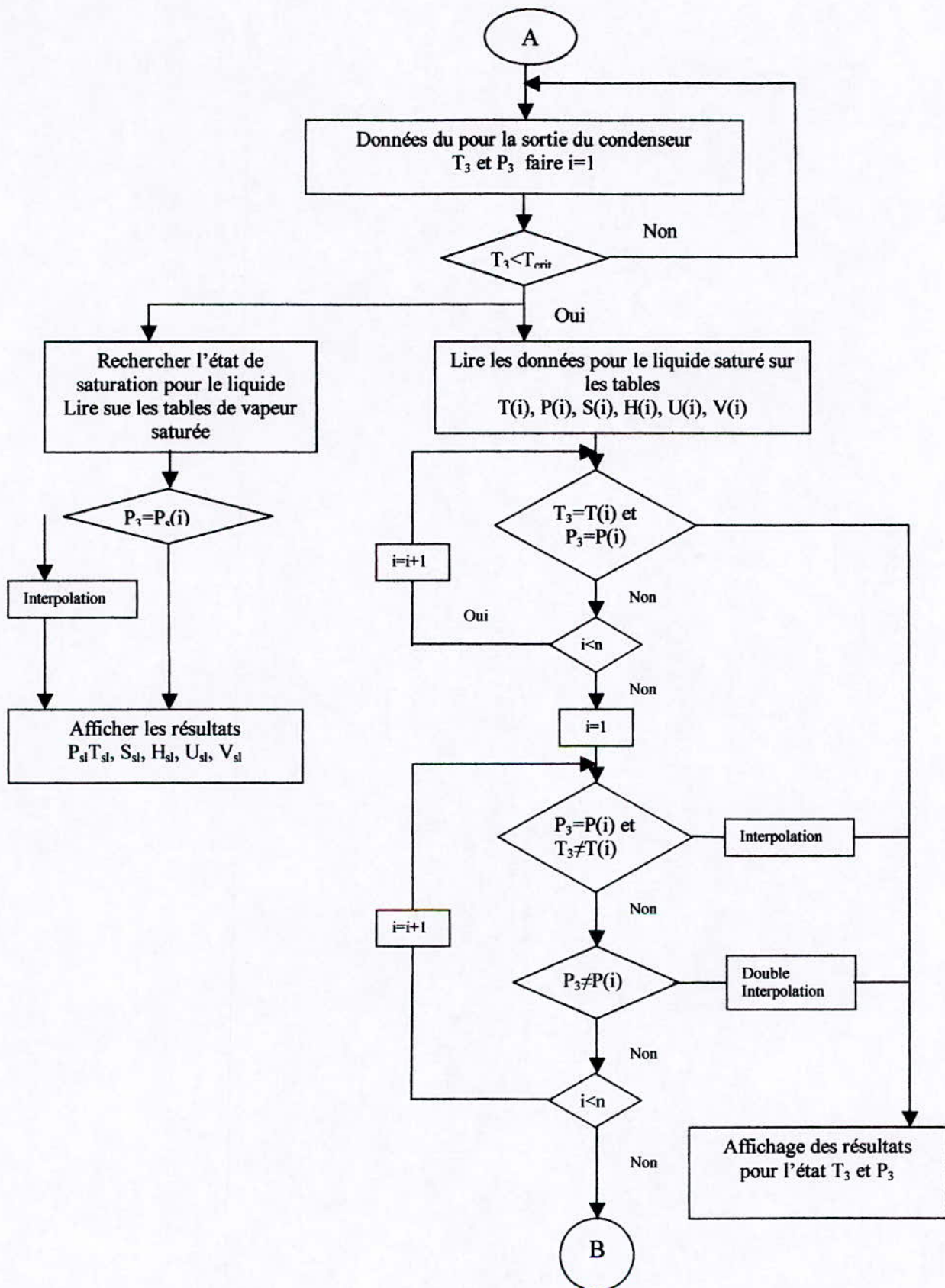
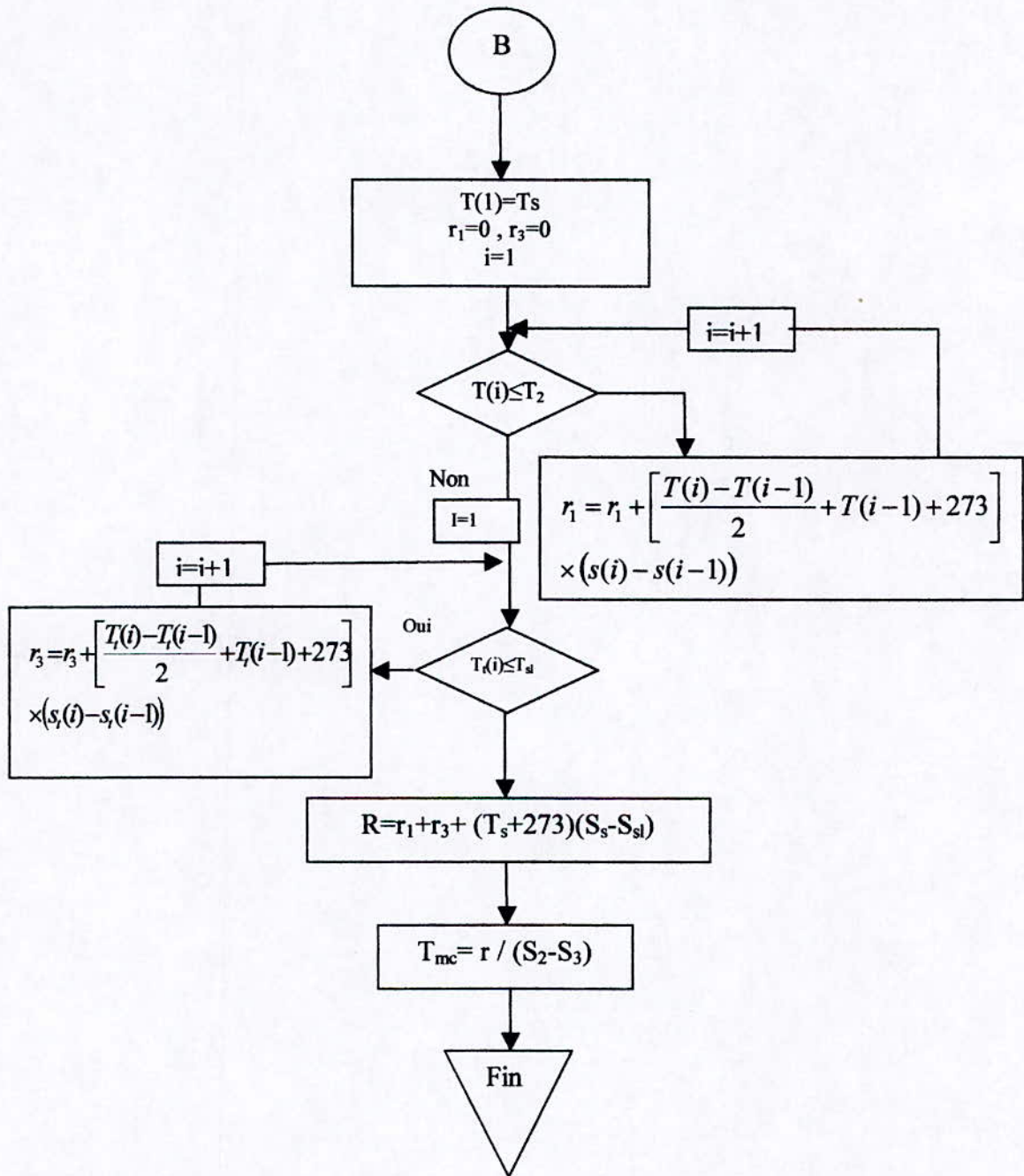


Fig. 5 : la température moyenne de condensation
 T_{hc}

Pour calculer T_{hc} de manière plus précise, nous avons développé un programme informatique avec Fortran Power Station, en utilisant les tables thermodynamiques du Fréon 12, selon l'organigramme suivant :







Exemple numérique :

Pour pouvoir évaluer, la puissance mécanique consommée par le compresseur, on prend le cas d'un réfrigérateur qui utilise le R12, avec une température ambiante de 45°C.

On prend $\eta_r=0,60$, et la conductance thermique $UA=2$

Nous prenons $T_{hc}= 81,24^\circ\text{C}$ donnée par notre programme informatique, en considérant la température de la vapeur surchauffée 100°C à l'entrée du condenseur et la température du liquide saturé de 40°C à sa sortie.

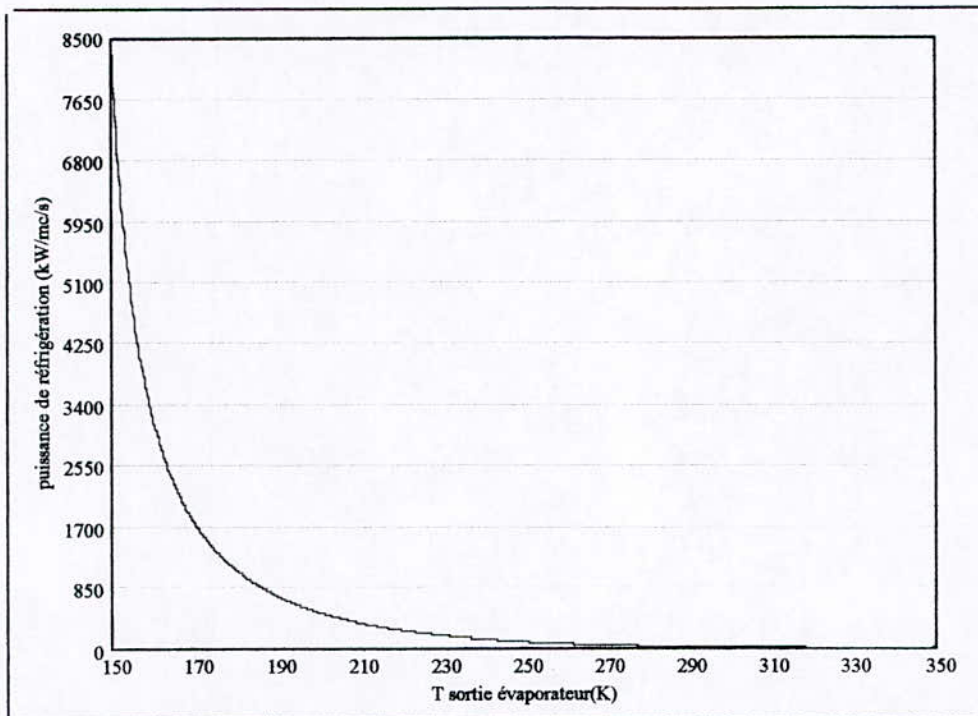


Fig. 6 : Variation de la puissance mécanique de réfrigération en fonction de la température

La puissance mécanique de réfrigération diminue avec l'augmentation de la température de sortie de réfrigérateur, ce qui est montré par le graphe ci-dessus ; à des températures de sortie de l'évaporateur relativement élevées, la puissance consommée par le compresseur est faible à cause du faible écart de température entre le milieu ambiant et la sortie du réfrigérateur ($T_0 - T_1$), donc à ces températures on n'aura pas besoin d'une grande puissance pour refroidir l'air.

La puissance mécanique consommée par le compresseur du cycle de réfrigération est de $16 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$, la puissance calorifique $Q_c=36,438 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$ est cédée par l'air au fluide frigorigène R12 avant sa compression dans l'évaporateur, donc le coefficient de performance

du cycle de réfrigération considéré est de $Cop=2,227$, d'après le premier principe, la puissance calorifique échangée dans le condenseur est de $Q_h=20,438 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$. D'ou la puissance mécanique de réfrigération consommée pour refroidir un débit de $87,426 \text{ m}^3/\text{s}$ de l'air est de 1399 kW , elle représente 5% de la puissance nominale de la turbine à gaz et la puissance totale produite avec le nouveau cycle (turbine-réfrigérateur) est de 25101 kW .

6. Etude du cycle turbine à gaz à alimentation d'air réfrigérée

Ce cycle consiste en une combinaison d'un cycle de turbine à gaz et un cycle de réfrigération à compression de vapeur (voir figure suivante), L'entrée du compresseur est raccordé à la sortie de l'évaporateur ; on utilise un filtrage d'air avant l'entrée dans l'évaporateur, surtout dans les zones sahariennes ou le sable peut constituer un élément érosif.

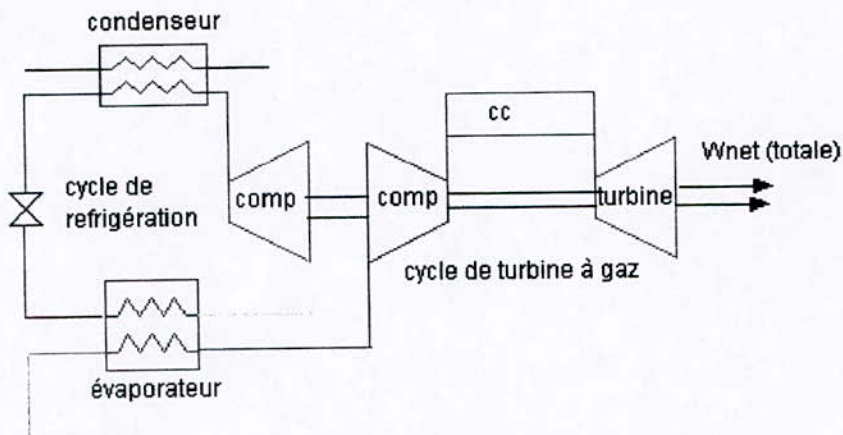


Fig. 7 : Représentation du cycle de turbine à gaz à alimentation réfrigérée

La formule représentant la puissance développée par ce cycle est égale à la différence entre la puissance nette développée par le cycle de turbine et le cycle de réfrigération, elle s'écrit sous la forme suivante :

$$(30).. \quad \frac{W_{net(total)}}{\dot{V}} = \frac{RC_{p1}}{R\eta_c} \left[\left(\frac{T_3}{T_1} \right) \eta_c \eta_t (1+f) \left(\frac{C_{p3}}{C_{p1}} \right) \left(1 - (\eta_{pt} P_r^*)^{-\alpha} \right) + 1 - (\eta_{pc} P_r^*)^{\alpha_c} \right] - C_{p1} \left(\frac{T_0}{T_1} - 1 \right) \left[\frac{T_{hd} (\exp(xT) - 1)}{T \exp(xT) - T_0} \right]$$

La formule du rendement utilisée devient en tenant compte des pertes de pression à l'aval et l'amont de la chambre de combustion :

$$(31).. \quad \eta = \frac{\left(\frac{T_3}{T_1}\right) \eta_c \eta_t (1+f) \left(\frac{C_{p3}}{C_{p1}}\right) \left(1 - (\eta_{pl} P_r^*)^\alpha\right) + \left(1 - \left(\frac{P_r^*}{\eta_{pc}}\right)^{\alpha_c}\right)}{\left(\frac{C_{p2}}{C_{p1}}\right) \eta_c (1+f) \left[\frac{T_3}{T_1} \frac{\eta_c + (P_r^*)^{\alpha_c} - 1}{\eta_c}\right]}$$

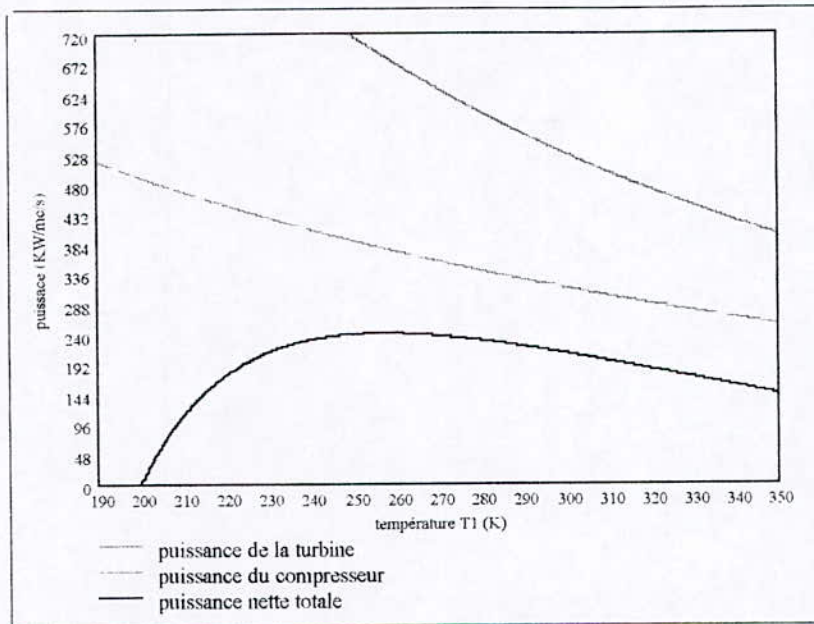


Fig. 8 : Variation des puissances mécaniques en fonction de la température de sortie de l'évaporateur

La puissance de réfrigération nécessaire pour obtenir une température de 15°C à l'entrée du compresseur est de 16 kW/(m³/s), la puissance du cycle de turbine à gaz avec réfrigération est de 221.3 kW/(m³/s) et celle du cycle sans réfrigération à 45°C est de 185,3 kW/(m³/s). la réfrigération à 15°C permet de récupérer 20kW/(m³/s) des 36 kW/(m³/s) perdus dans la chute de puissance due à la température ambiante ; cette solution n'est donc que partielle, il faut réfrigérer à une température plus basse. Seule une réfrigération à une température plus basse que 25°C permettra globalement d'être optimale.

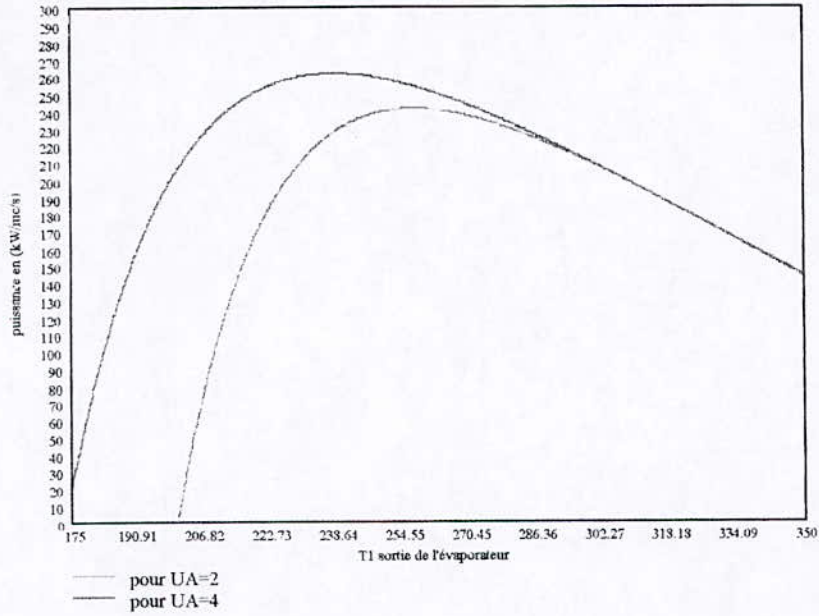


Fig. 9 : Variation de la puissance totale en fonction de la température de sortie de l'évaporateur pour deux valeurs de UA

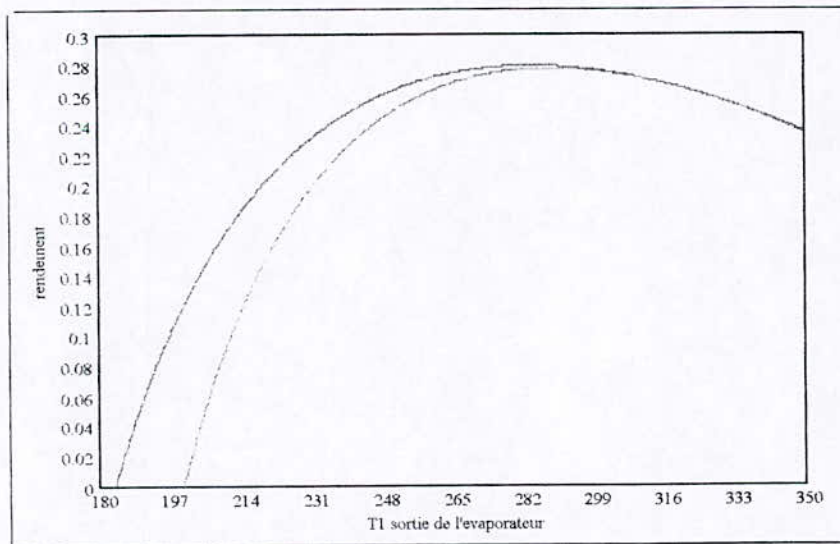


Fig. 10 : Variation du rendement du cycle de turbine alimenté par de l'air réfrigéré en fonction de la température T₁ pour deux valeurs de UA

Ainsi d'après la figure (fig.9) représentant les variations de la puissance nette totale en fonction de la température de sortie de l'évaporateur pour deux valeurs de UA qui sont 2 et 4, on remarque pour UA=2, le maximum est de 240 kW/m³ pour une température de 255K, une augmentation de 30% relativement à celle du cycle sans réfrigération ; elle augmente de 8%

environ si on double la taille de l'évaporateur, dans ce cas la température correspondant au maximum de puissance est de 240K. Les puissances correspondant aux deux cas sont égales pour des températures avoisinant celle du milieu ambiant.

On remarque d'après la figure 10 que le rendement est peu influencé par la taille de l'évaporateur, il est de 28% pour $UA=2$ et de 27% pour $UA=4$; les deux rendements atteignent leurs maxima presque pour la même température de 288 K.

Les performances du cycle de turbine à gaz simple peuvent être sauvegardées voire même améliorées par l'adjonction d'un cycle de réfrigération en amont de la compression de l'air atmosphérique. Ce cycle de réfrigération nécessite une puissance mécanique qui augmente rapidement lorsque la température de réfrigération baisse au-delà de 250 K pour une taille d'évaporateur donnée. Le cycle combiné optimum en résultant, est un compromis entre les gains de performances apportés par la réfrigération et les demandes de puissance mécanique nécessitées par celle-ci.

**APPROCHE
EXPERIMENTALE**

IV. APPROCHE EXPERIMENTALE

L'approche expérimentale nécessite d'abord une évaluation préliminaire des problèmes pratiques qui accompagnent la réfrigération de l'air avant son aspiration par le compresseur. Il s'agit en premier lieu d'estimer la perte de pression atmosphérique introduite par la filtration de l'air et son passage dans l'évaporateur. Il s'agit ensuite d'estimer les gains de densité en réalisant un travail expérimental sur une soufflerie équipée d'un évaporateur d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur

Un deuxième travail expérimental est envisagé pour évaluer les effets induits par l'alimentation d'air réfrigéré provenant d'un banc de conditionnement d'air à l'aspiration du banc de turbine à gaz.

1. Caractéristiques de l'air réfrigéré :

1.1. Présentation de la soufflerie :

Cette soufflerie TD49 est à veines d'essais interchangeables ; elle est décrite dans le manuel Tecquipment[10]. Elle est composée d'une canalisation d'une section rectangulaire, avec veines d'essais, et équipée d'un tube de Pitot et d'un manomètre pour les mesures de pression. L'évaporateur de cycle de réfrigération est incorporé dans la veine d'essai lorsqu'il s'agit de faire des mesure sur l'air réfrigéré. [11]

1.1.1 Canalisation d'air :

Elle est construite entièrement en bois contre plaqué, recouvert de formica blanc lisse. La section rectangulaire a 150mm de largeur et 300 mm de hauteur. Elle est fournie avec l'élément de canalisation simple ; la longueur totale est de 1950mm.

La canalisation est construite en plusieurs sections assemblées fermement à l'aide d'attaches à action rapide. Des supports sont situés en quatre points sur la longueur de la canalisation. Celle-ci et son entrée conique sont conformes aux spécifications BRITISH STANDARD. Les sections d'entrée et de sortie de la canalisation sont séparées par un élément central à parois lisses qui peut être remplacé facilement par les échangeurs thermiques en option et par un élément de réchauffage électrique. Un système à nid d'abeille destiné à rectifier l'écoulement est placé en amont des échangeurs.

Des regards en verre double sont disposés en aval et en amont, sur les deux faces latérales des sections centrales interchangeables. Ils permettent l'observation de la veine d'essai en particulier le bon alignement du tube de Pitot. Un regard situé au-dessus du serpentin de refroidissement permet une observation détaillée du processus de refroidissement de l'air et de l'état de surface du serpentin.

Le ventilateur centrifuge situé en bout de canalisation aspire l'air à travers celle-ci ; il possède des dispositifs de réglage du débit, en l'occurrence un régulateur à tiroir.

Un autre ventilateur à écoulement axial, fourni avec une canalisation adaptée à sa forme circulaire, permet de remplacer le ventilateur centrifuge le cas échéant. Des écrans, présentant des résistances diverses à placer dans l'entrée conique, constituent un moyen de faire varier le débit d'air.

Un dispositif de fixation du tube de Pitot est muni de règles permettant le positionnement du point de mesure. Des grilles à filaments peuvent être disposées de part et d'autre de l'élément de réfrigération pour la mesure de la différence de température de l'air entre deux sections au moyen d'un appareil électrique.

La pression statique à l'entrée de la canalisation est mesurée avec un manomètre de précision standard, inclinable. Il permet la mesure de la pression statique relative, totale et différentielle de l'écoulement ; il est construit suivant les spécifications de BRITISH STANDARD, manœuvrable avec une précision de 1mm.

1.1.2. Tube de Pitot :

Il est constitué de deux cylindres concentriques, celui de l'intérieur permet la mesure de la pression totale et l'espace entre les deux cylindres sert à mesurer la pression statique. Le tube de Pitot ne constitue pas un instrument de mesure de la pression dans le cas des écoulements turbulents, car il peut introduire d'autres formes de turbulence ; il constitue un obstacle pour l'écoulement.

Plusieurs formes de tube de Pitot ont été adoptées pour diminuer l'erreur due à l'angle entre la vitesse du fluide et l'axe du tube ; le type N°2 est celui utilisé avec un manomètre inclinable, dans nos manipulations. (voir les figures ci-dessous)

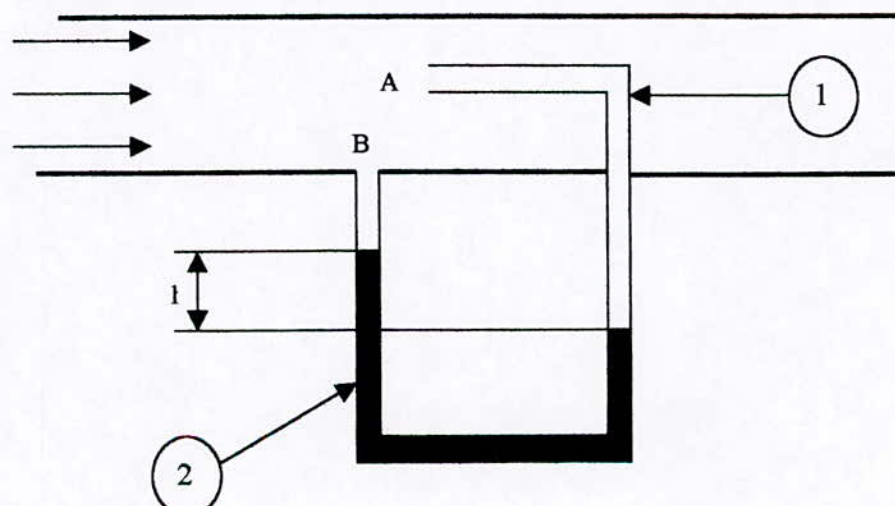


Fig.11 : exemple N°1 de tube de Pitot

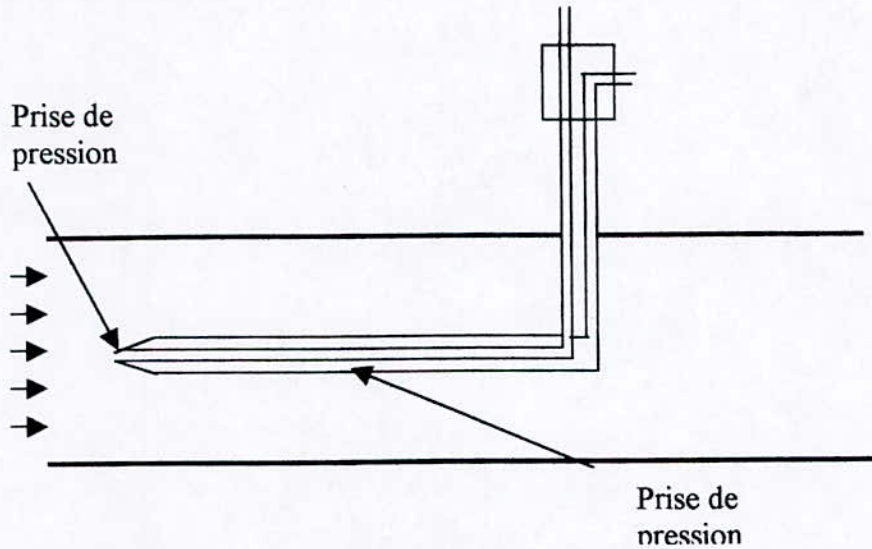


Fig.12 : type N° 2 du tube de Pitot

1.1.3 Manomètre de précision :

Celui-ci est inclinable (voir la figure suivante) ; il est monté sur un banc séparé, et comporte quatre gammes de mesures : (0-12.5), (0-25), (0-50), (0- 250) mm H₂O.

On l'utilise avec le tube de Pitot pour la mesure de la pression différentielle ; dans ce type d'appareil, on remplace l'un des tubes en U par un réservoir de grande section et on incline l'autre branche d'un angle α . Avec cette méthode on peut agrandir l'échelle de lecture et l'appareil devient plus sensible aux faibles pressions ; ainsi on augmente la précision du manomètre.

La lecture (l) se fera sur une réglette placée en regard du tube incliné telle que $h=l \times \sin \alpha$. La pression à mesurer sera :

$$(33).. \quad P = \rho_m g l \sin \alpha$$

La précision de cet appareil est donnée uniquement par la longueur « l » contrairement au tube U.

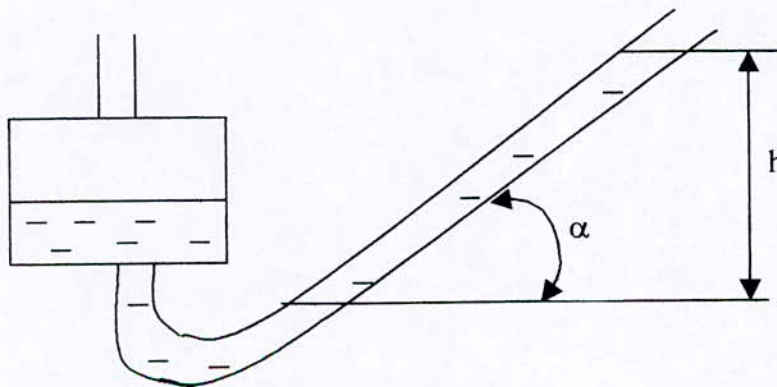


Fig. 13 : Manomètre incliné

1.1.4 Eléments en option :

TD49 a : élément de transfert de chaleur à tubes cylindriques lisses.

TD49 b : élément de transfert de chaleur à tubes ailetés.

TD49 c : serpentin destiné à être connecté avec le banc de réfrigération pour les essais de climatisation.

TD49d : Deux grilles à fils de résistance électrique et le thermomètre «étalonné correspondant, peuvent être utilisé avec les différents éléments ci-dessus pour mesurer la différence de température de la veine d'air entre l'amont et l'aval de l'échangeur.

TD49 e : chariot complet avec étagère de rangement en dessous, un plateau de travail en bois recouvert de formica, des roulettes et des pieds rétractables.

1.2. Mesures de la vitesse:

La connaissance de la pression en chaque point de la section de la veine d'air est nécessaire à l'obtention du profil de vitesse ; la vitesse moyenne est obtenue en intégrant le profil de vitesse, ce qui nous permettra de calculer débit volumétrique en connaissant la section.[10]

En fait, la vitesse ponctuelle n'existe pas, car tout instrument de mesure de la vitesse occupe un espace pas toujours négligeable devant la section de l'écoulement. Cependant celle-ci est supposée ponctuelle ici, ce qui nous permettra sa détermination à partir de la pression mesurée.

Avec le tube de Pitot, on peut mesurer la vitesse de l'écoulement d'air qu'on a supposé ici incompressible ; les effets de compressibilité ne se font sentir qu'à partir des vitesses correspondant à Mach égal environ 0,15. Donc la masse volumique est considérée ici constante (ρ =constante).

$$(34).. \quad P_t = P_s + \frac{\rho V^2}{2}$$

La pression statique relevée par le tube de Pitot est sujette à des incertitudes dues au fait que les trous de pression sont exposés à des pressions différentes de celles de l'écoulement libre. C'est pour cela qu'un coefficient de correction C_v , dépendant du type de tube, est introduit pour corriger la valeur indiquée.

D'après le principe hydrostatique, on a :

$$(35).. \quad \Delta P = \rho_m C_v g h$$

Ou : ρ_m masse volumique du liquide manométrique ($\rho_m=0.786\text{kg/m}^3$)

Des relations précédentes on peut déduire la vitesse,

$$(36).. \quad V = \sqrt{\frac{2\rho_m C_v g h}{\rho_f}}$$

1.2.1 Mesures expérimentales :

Les mesures ont été effectuées au poste 2, distant de 1,5m de la section d'entrée ou il faut s'assurer que l'écoulement est établi ; on effectue un balayage à l'aide du tube de Pitot sur toute la section de l'écoulement. Pour cela on fait plusieurs prises de pression différentielle en différents points "N" repartis uniformément sur la section (voir la figure suivante) ; on lie les positions de chaque point à l'aide de deux réglottes, l'horizontale pour l'axe des x et la verticale pour l'axe des y,

On refait la même expérience, après l'utilisation de l'élément TD49c, le banc de réfrigération avec le tube de Pitot.

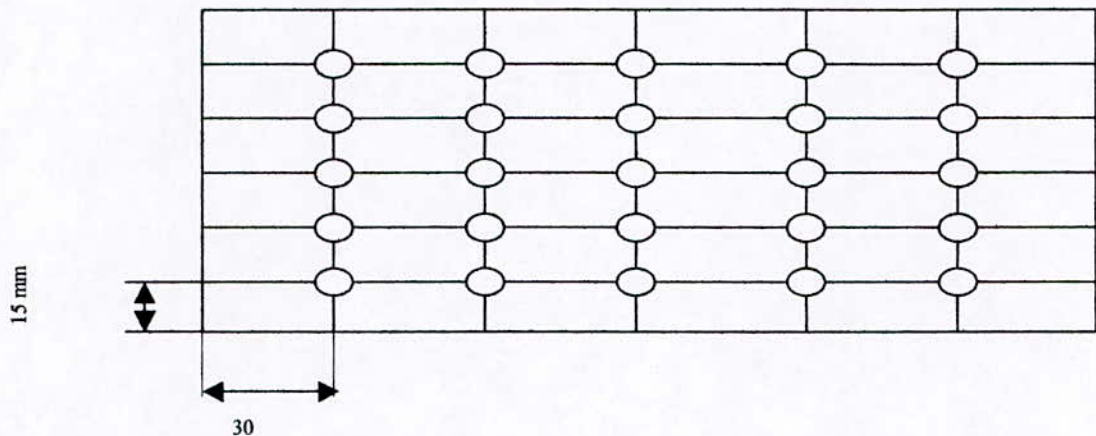


Fig.14 : Répartition des points de prise de pression

Ainsi la vitesse moyenne peut être déterminée par la relation suivante :

$$(37).. \quad \bar{V} = \frac{\sum_{i=1}^N V_i}{N} \quad m/s$$

Où

$$(38).. \quad V_i = \sqrt{\frac{2 \times \Delta P_i}{\rho}} \quad m/s$$

i représente le point de mesure et N le nombre de points de mesure (N= 25 dans notre cas)

ou :

$$(39).. \quad \bar{V} = \frac{\sum_{i=1}^N \alpha \sqrt{\frac{2 \times \Delta P_i}{\rho}}}{N} \quad m/s$$

α : est le coefficient d'écoulement du tube, égal à 1 pour un écoulement laminaire.

ρ : est la densité de l'air à la pression et la température atmosphériques.

1.2.2 Résultats :

Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau ci-dessous :

Le manomètre est dans sa position la plus basse, on doit donc multiplier les lectures faites par un coefficient qui est égal à 0.05. [10]

h est l'ouverture de la section de sortie ; elle nous permet de faire varier la vitesse dans la canalisation. (Voir la figure ci-après).

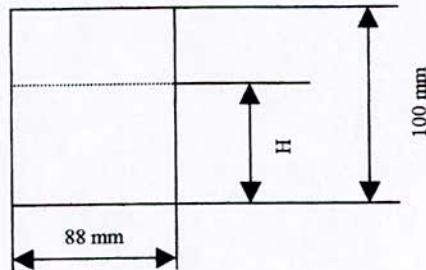


Fig. 15 : Schéma de l'ouverture de réglage du débit

Ouverture (mm)	$P_{atm}-P_{stat}$	$P_{atm}-P_{tot}$	$\rho(kg/m^3)$	Vitesse(m/s)	$Q_v(m^3/s)$	$Q_m(kg/s)$
30	2,7	580,38	0,2	76,00	0.25	0,050
50	7,1	735.68	0,2	85,36	0.47	0,094
80	16,9	675,45	0,2	81,23	0.72	0,143

TABLEAU N° 1 : Variation du débit massique et volumétrique de l'écoulement d'air sans réfrigération dans la canalisation de la soufflerie

Nous avons choisi uniquement trois sections dont les ouvertures du tiroir sont indiquées ci-dessus, car dans notre étude on n'aura pas besoin de connaître les profils de vitesse sur toute la section de l'écoulement ; notre but essentiel est de montrer les effets de la réfrigération sur les débits volumétrique et massique de l'air en écoulement dans la soufflerie.

Pour la deuxième partie de la manipulation, où nous réfrigérons l'air à l'aide d'un groupe frigorifique (l'élément TD49C), nous sommes confrontés à des problèmes matériels : le groupe frigorifique est vide de R12, et plusieurs démarches ont été faites auprès de réparateurs frigoristes. Les factures pro forma proposées ne nous ont pas convaincu des solutions proposées par les uns et les autres : certains ont proposé des démontages et des remplacement de robinets, d'autres n'ont proposé que le remplissage en Fréon. Le temps imparti ne nous a pas permis de faire un diagnostic fiable de l'état de ces équipements.

Le banc de conditionnement d'air du laboratoire de thermique pourrait s'avérer intéressant pour dégrossir le problème ; nous avons fait des essais préliminaires sur ce banc et nous avons pu réaliser une réfrigération de l'air 27 à 20°C, ce qui est malheureusement insuffisant pour le domaine de réfrigération envisagée (obtenir au moins 15°C).

2. Le banc d'essai de turbine à gaz GILKES ROVER IS/60

2.1. Description générale du banc

2.1.1. La turbine à gaz

Ce type de moteur a vu le jour dans les années 1950 ; il a été employé sur les pompes à eau et également sur bancs d'essais avec frein hydraulique ou générateur électrique dans les laboratoires des instituts de formation d'ingénieurs. Plusieurs versions de ce moteur ont été utilisées dans diverses applications industrielles. [12]

Les caractéristiques principales de la turbine Rover IS60 sont :

- Puissance nominale 60 CV ou 45 kW
- Vitesse de rotation de la turbine..... 46000 tr/min
- Rotation arbre moteur 3000tr/min
- Compresseur centrifuge et turbine axiale.
- Chambre de combustion à flux inversé.

L'élément structural principal de cette turbine à gaz est le carter du compresseur avec ses deux prises d'air latérales ; cette pièce en alliage d'aluminium coulé couvre le rotor, le palier principal et le réducteur de vitesse, la base de ce carter servant de réservoir d'huile.

Une plaque en alliage en aluminium est fixée sur le devant du carter du compresseur pour le montage d'éléments auxiliaires ; la pompe à huile et le régulateur de débit du combustible sont montés sur cette plaque et sont entraînés par l'arbre de la turbine à travers un réducteur interne. L'arbre de la roue intermédiaire de ce train d'engrenage traverse la plaque de montage et porte le pignon de sortie qui entraîne un réducteur supplémentaire et un accouplement destinés aux machines entraînées.

A l'arrière du carter sont fixés le collecteur en tôle qui relie le compresseur à la chambre de combustion, et la volute en alliage nimonic à travers laquelle les gaz brûlés sont dirigés vers la roue de la turbine au moyen d'un diffuseur radial à neuf aubes fixées sur une plaque circulaire. La chambre de combustion, montée au-dessus du compresseur, comporte la bougie d'allumage et l'injecteur de gaz naturel.

Cette plaque support est une pièce en aluminium sur laquelle sont montées les aubes au moyen des boulons spéciaux traversant chaque aube, ainsi que le bouclier thermique du système de combustion et le diffuseur pour les assujettir au carter du compresseur.

La protection de la plaque support des aubes fixes, du palier de la turbine et du diffuseur contre un transfert de chaleur excessif, est assurée par un bouclier thermique. Pour accommoder une température d'entrée élevée au rotor de la turbine (TRIT), les aubages de

celle-ci sont refroidis par de l'air soutiré après compression qui circule dans les passages internes reliés à une bague de refroidissement.

Le cône d'échappement de la turbine et son cylindre sont en acier inoxydable ; le cylindre est fixé dans le cône par trois tubes de positionnement par lequel passe de l'air destiné à refroidir la plaque arrière de la turbine.

La turbine est équipée d'une boîte de contrôle qui comporte le contacteur d'allumage, un compteur horaire, un compteur de nombre de démarrages et un dispositif de sécurité qui arrête la turbine en cas d'une baisse de la pression d'huile. Le cycle de démarrage est entièrement automatique et le moteur électrique de démarrage est entraîné par une batterie de 12 volts et 96 Ah. Un compresseur auxiliaire entraîné par un moteur électrique facilite le démarrage. Ce compresseur est arrêté lorsque la vitesse de la turbine est suffisamment élevée pour entraîner le compresseur principal et assurer l'accélération de la vitesse vers sa valeur nominale (3000 tr/min).

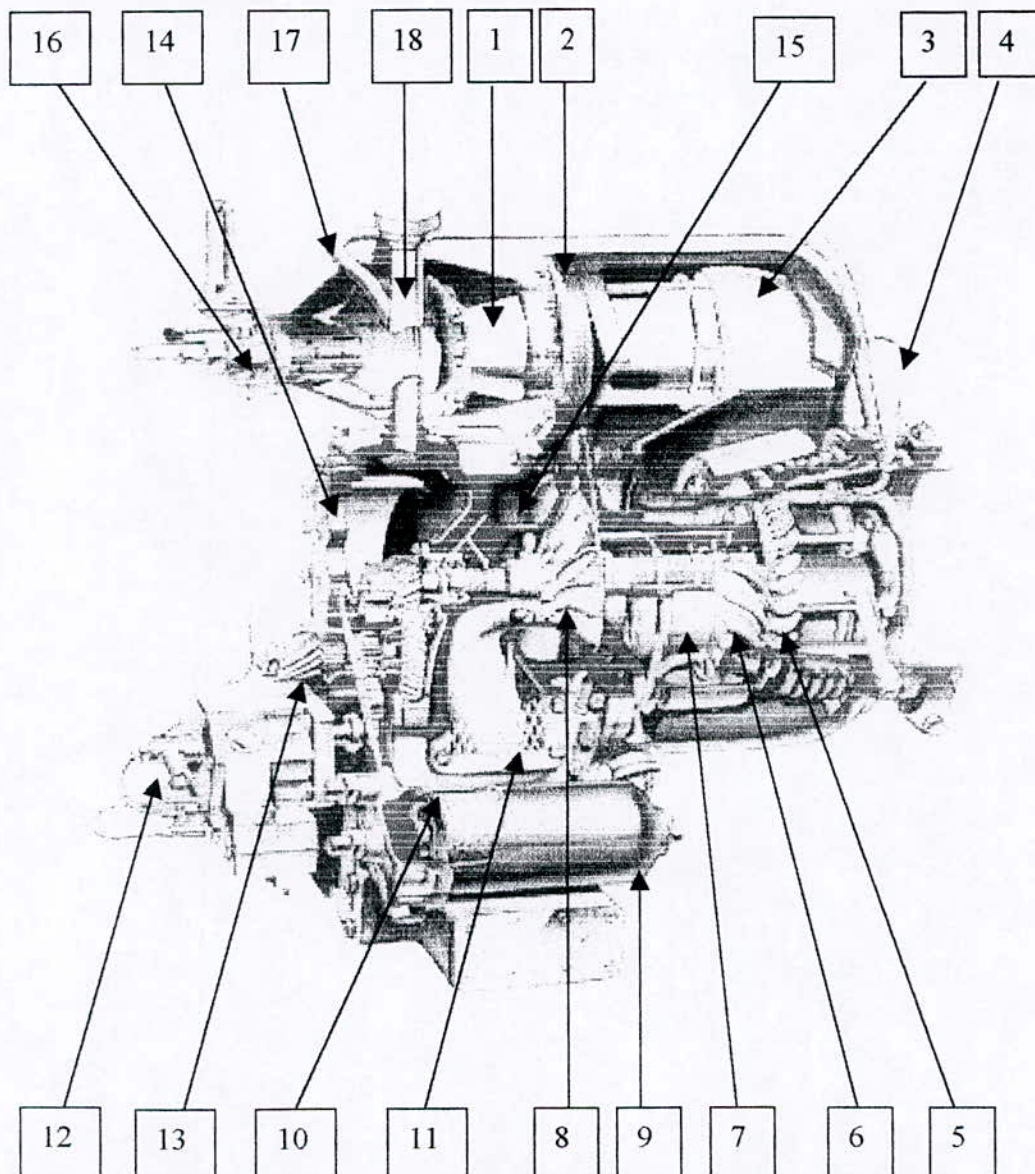


Fig.16 : La turbine à gaz Gilkes Rover IS/60

1	Chambre de combustion à flux inversé
2	Collecteur d'air comprimé
3	Volute
4	Capillaire de la prise de température
5	Turbine
6	Tuyères de la turbine
7	Bouclier thermique
8	Roue du compresseur radial
9	Filtre à huile
10	Corps du compresseur
11	Entrée d'air
12	Régulateur de débit combustible
13	Pignon de sortie
14	Plaque de montage pour auxiliaires
15	Réservoir d'air comprimé
16	Brûleur simplex
17	Reniflard d'huile
18	Tube de remplissage d'huile

2.1.2. Le pupitre de commande et de contrôle

Un pupitre séparé de la turbine , contient les instruments de mesure et les équipements de contrôle suivants :

- Réservoir de kérosène de 27 litres situé au-dessus du pupitre.
- Manette de commande de vitesse.
- Transformateur d'allumage 10000 volts.
- Batterie de 12 volts et de capacité 96 Ah.
- Pyromètre sur le refoulement du compresseur : 0 à 300°C
- Pyromètre pour la mesure de température des gaz d'échappement : 0 à 800°C
- Manomètre pour mesurer la pression d'entrée du compresseur : 0 à 1,5 kg/cm²
- Manomètre pour mesurer la pression de refoulement du compresseur : 0 à 4 kg/cm²
- Prise de pression statique : dépression au col du venturi manomètre à tube en U, échelle ± 380 mm H₂O
- Prise de pression statique : refoulement du compresseur et entrée turbine : manomètre à tube en U, échelle ± 380mm H₂O
- Prise de pression statique : sortie de la turbine : manomètre à tube en U, échelle ± 380 mm H₂O

2.1.3. Le frein :

L'arbre principal entraînant le frein est supporté par des paliers fixés dans le carter du frein. Le carter est supporté à son tour par des tourillons anti-friction de telle sorte qu'il peut osciller autour du même axe que celui l'arbre principal. Pour les essais, le moteur est accouplé directement à l'arbre principal qui transmet la puissance au rotor du frein qui est refroidi par la circulation d'eau de refroidissement.

Le rotor comporte sur chacune de ses aubes de coupe semi elliptique, séparées l'une de l'autre par des parois obliques. La face intérieure du carter est également garnie d'aubes placées de la même façon. Les aubes du rotor et du carter forment ainsi des poches elliptiques au travers desquelles l'eau circule à grande vitesse.

La résistance présentée par l'eau au mouvement du rotor réagit sur le carter, qui tend à tourner sur ses paliers anti-friction. Cette tendance est contrebalancée par un bras de levier à l'extrémité duquel est disposée une balance qui mesure la force appliquée.

On remarque ainsi que la force qui résiste à la rotation de l'arbre du dynamomètre peut être divisée en trois composantes principales :

- La résistance hydraulique créée par le rotor
- Le frottement des paliers de l'arbre.
- Le frottement des presses étoupes.

On remarque que chacune de ces forces réagit sur le carter qui oscille sur des tourillons anti-friction, transmet la totalité de la puissance à la balance ; de cette façon, toute la force résistant à la rotation de l'arbre est obligée de réagir sur l'appareil de mesure.

Entre le rotor et les poches intérieures du carter sont interposées des vannes métalliques qui peuvent être rapprochées ou écartées au moyen d'un volant à main. Suivant que ces vannes sont plus au moins ouvertes, le rotor est plus au moins en communication avec les aubes du stator ; la résistance du dynamomètre s'accroît ou diminue en conséquence.

La quantité d'eau fournie au frein doit être suffisante pour que sa température soit inférieure à 60°C afin de ne pas affecter le bon fonctionnement et précis du dynamomètre, et préserver sa durée de vie. La pression d'eau d'alimentation à l'admission du dynamomètre est donnée ci-dessous ; celle-ci ne doit être soumise à des variations brusques de pression ni contenir de l'air.

Type du dynamomètre	1 kg/cm ²	1,75 kg/cm ²	3 kg/cm ²
DPX2	3500 tr/min	5500 tr/min	7500 tr/min

2.1.4. Le circuit de régulation de la vitesse :

Il est constitué d'une pompe à pistons multiples **Rover** avec régulation de la vitesse et de la température.

Un régulateur de température situé dans la conduite d'échappement et relié au système d'alimentation empêche le fonctionnement à une température excessive. Il réagit en limitant l'alimentation de Kérosène lorsque la température des gaz d'échappement dépasse la valeur de 600°C ; celle-ci permet de sauvegarder l'intégrité physique des ailettes de la turbine. Cette protection est suffisamment efficace.

Le kérosène est aussi utilisé comme fluide servomoteur ; la pompe le refoule sous pression agissant sur le débit de gaz alimentant la chambre de combustion.

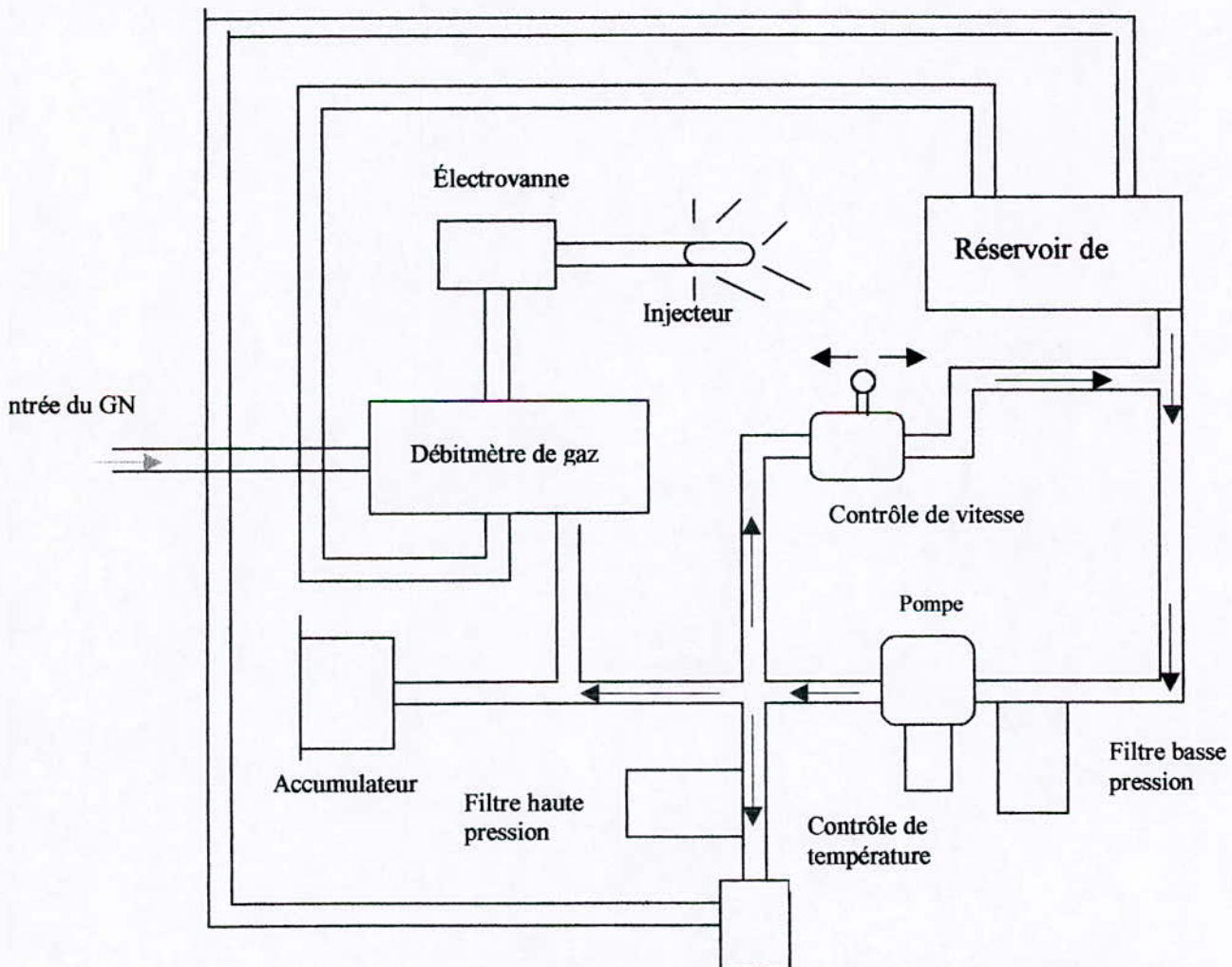


Fig.17 : Représentation schématique du système de régulation de la vitesse et de température

2.1.5. L'installation d'alimentation en gaz naturel

Le laboratoire d'énergétique de l'école possède une centrale à gaz naturel à partir de la quelle sont alimentés tous les bancs d'essai fonctionnant au gaz naturel sous une pression supérieure à celle du réseau. Cette centrale est composée d'un compresseur à pistons qui permet de charger les bouteilles de gaz jusqu'à une pression de 150 bars ; huit bouteilles de huit litres chacune sont branchées à la conduite principale pour l'utilisation.

Un détendeur principal situé dans la centrale à gaz permet de réduire la pression de stockage de 150 à 40 bars maximum ; un réchauffeur électrique est placé en amont du détendeur principal afin de réchauffer le gaz et d'éviter ainsi les problèmes de givrage après détente. Un deuxième détendeur est placé près du pupitre du banc d'essai pour baisser la pression du gaz de 40 à 12 bars maximum avant l'alimentation de la turbine. Enfin un spiromètre nous permet de mesurer le débit de gaz.

Cette installation est schématisée dans la figure ci-après.

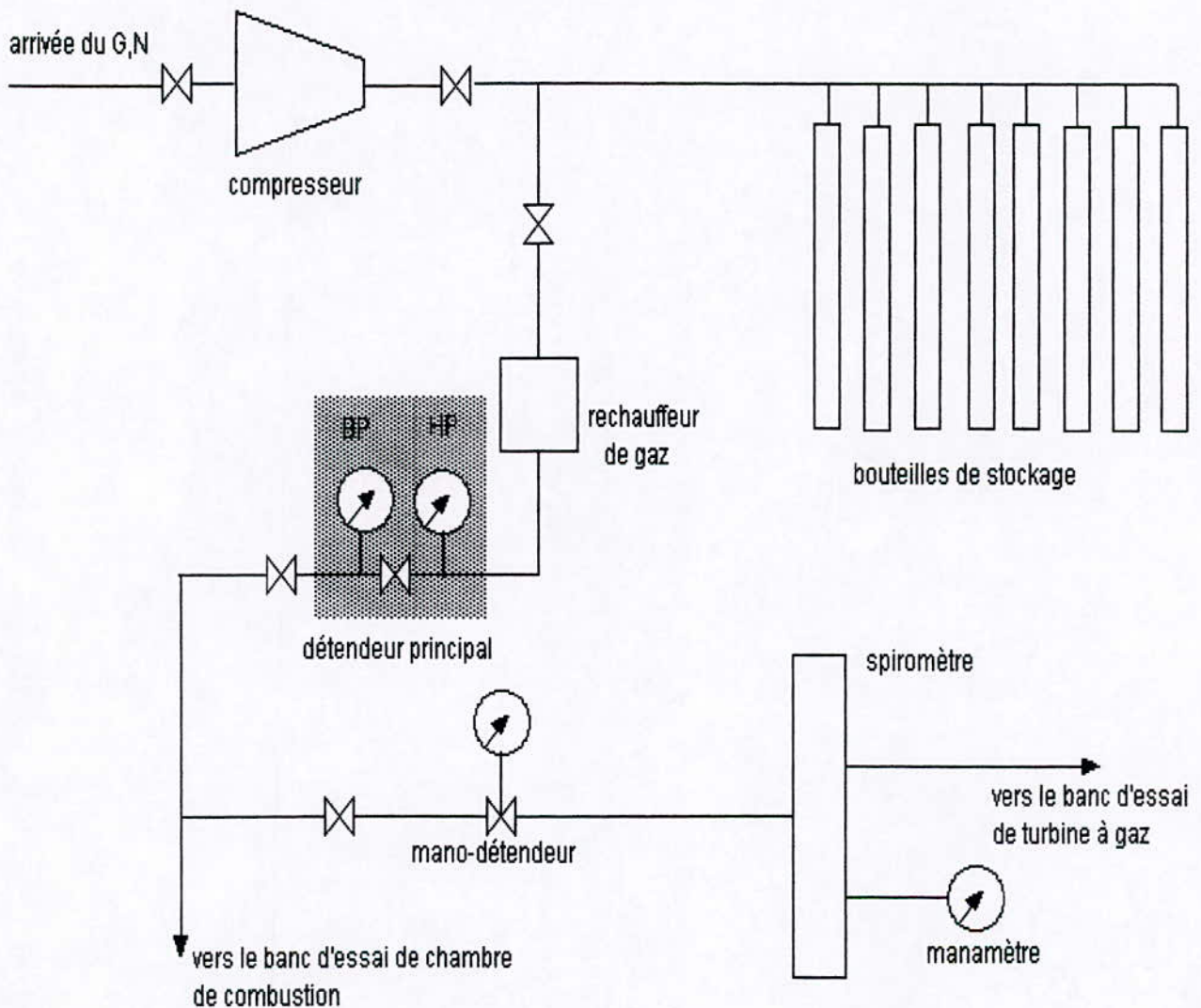


Fig.18 : Représentation schématique de l'installation de gaz naturel

2.2. Mise en marche de la turbine :

2.2.1 Vérifications et réparations :

Certaines vérifications et réparations ont été effectuées avant la mise en marche de la turbine ; elles sont résumées ci-dessous :

- Vérification et remise en place des raccordements entre la turbine et le pupitre de commande.
- Graissage des roulement et paliers du frein.
- Vérification des charbons du frein.
- Vérification et remise en marche du circuit d'alimentation en eau du frein.
- Vérification du branchement de la prise de terre du transformateur d'allumage haute tension.
- Vérification du niveau d'huile de l'amortisseur du frein, l'huile utilisée est Rumella 55 disponible chez NAPHTAL.
Réparation du transformateur d'allumage de haute tension.
- Vérification de la bougie d'allumage.
- Remise en bon état les raccordements des tuyaux de gaz.
- Réparation du réchauffeur de gaz qui se trouve dans la centrale de gaz entre les bouteilles de stockage et le détendeur principal.
- Réparation du détendeur principal de gaz : après plusieurs démarches au niveau des sociétés nationales et étrangères, il s'avère que ce type de détendeur n'est pas disponible sur le marché algérien ; nous avons été obligés de travailler avec ce détendeur mais en effectuant à chaque fois des vérifications pour éviter ou réduire les fuites. il faut changer la membrane et en avoir de rechange.
- Vérification de tout le circuit de l'installation de gaz, s'il ne présente pas de fuites.
- Réajustement du niveau d'huile dans le carter de la machine ; l'huile utilisée est Aeroshell 3.
- Vérification du réservoir du système de régulation de la vitesse ; ce régulateur utilise le kérosène comme fluide servomoteur. Le réservoir étant vide, il a donc fallu le remplir et purger la pompe de combustible.

2.2.2. Mise en marche de la machine

Un certain nombre de manœuvres et de réglages doivent être effectuées préalablement à chaque mise en marche de la turbine à gaz.

a. L'installation de gaz

- S'assurer que tous les robinets du circuit de gaz sont fermés.
- Ouvrir les bouteilles de gaz.
- Brancher la résistance de préchauffage.
- Régler le détendeur principal de la centrale à 16 bars.
- Ouvrir les robinets de gaz à basse pression.
- Régler le détendeur de canalisation à turbine à 8 bars.
- Mettre la pompe à eau en marche et régler la pression d'eau au frein à 1 bar après avoir purgé le carter.

b. Démarrage de la machine :

- Desserrer le frein à fond à l'aide du volant.
- Brancher le transformateur d'allumage.
- Mettre la manette d'accélération à la position 'fast', vitesse maximum.
- Tourner la clé de contact jusqu'à la première position.
- Mettre la manette « dry cycle », ainsi que celle « wet cycle » sur la position '0'.
- Tourner la clé de contact à la deuxième position pour enclencher le démarreur.
- Laissez tourner la machine quelques secondes jusqu'à ce qu'elle atteigne environ 500 tr/min.
- Appuyer sur l'allumage haute tension et maintenir appuyé.

NB : ne pas toucher la machine car elle est sous tension.

- Mettre la manette « dry cycle », ainsi que celle « wet cycle » sur la position 'run'
- Une fois que la machine est démarrée, couper l'allumage haute tension, attendre environs cinq minutes et vérifier que :
 - a. La pression de l'huile est entre 7 et 14 lb/in².
 - b. La température de l'huile ne dépasse pas 100°C.

Une fois que la machine a effectivement démarré et la vitesse stabilisée à 3000 tr/min, on pourra alors commencer les essais.

2.3 Essais :

2.3.1 Premiers essais :

Nous avons suivi minutieusement les instructions ci-dessus ; la machine démarre normalement, elle atteint les 500 tr/min sans problème, la bougie d'allumage est en bon état, la manette d'accélération est sur la position « fast », la machine atteint sa vitesse maximale de 3000tr/min ; mais quelques instants après (15 à 30 secondes), la vitesse indiquée par le tachymètre commence à diminuer pour se stabiliser à 1000tr/min. Le problème persiste après plusieurs essais.

Avec la chute de la vitesse, nous avons remarqué que le petit réservoir de kérosène qui se trouve juste à coté de la manette d'accélération se vide lors du démarrage de la machine, et seule une faible quantité de Kérosène circule dans le circuit de régulation.

Après nettoyage du circuit de régulation et l'approvisionnement de 50 litres de kérosène (au bout de 3 semaines de démarches à l'intérieur de l'Ecole), nous avons procédé à d'autres essais.

2.3.2 Deuxièmes essais:

Après nettoyage du circuit de régulation et remplissage du grand réservoir de kérosène, (et ouverture du robinet entre le réservoir de kérosène et le circuit d'alimentation de la turbine oublié en position fermé la première fois), nous avons mis la machine en marche, pendant cinq minutes ; on a remarqué que :

- La vitesse de rotation est stable à son maximum de 3000tr/min ; le système de régulation de la vitesse semble bien fonctionner.
- La pression et la température de l'huile sont normales : elles sont respectivement de 10 Lb/in² et de 70°C.
- Il y'a une anomalie dans le circuit d'eau du frein : de la vapeur qui sort de ce circuit de refroidissement car la température de sortie de l'eau est supérieur à 100°C ; l'eau sort avec un faible débit. Après vérification, la conduite de sortie s'avère complètement bouchée par des dépôts de rouille et de saletés. La conduite a été immédiatement nettoyée ; le débit et la température de l'eau de refroidissement du frein sont redevenus normaux.
- Le débit de gaz naturel est trop faible (2,5g/s) relativement à celui mesuré lors des anciennes manipulations [12],[8] qui est de l'ordre de 7 à 11 g/s.
- Lors de la charge du frein, même avec un faible poids (10 kg), la vitesse de la machine diminue jusqu'à sa faible valeur (500 tr/min).
- Nous avons aussi remarqué des fumées noires qui sortent de l'échappement de la turbine lors de sa charge (10 kg) ; après plusieurs essais, nous avons remarqué des

fuites d'huile de lubrification à travers les joints d'étanchéité qui sont complètement endommagés sur la conduite d'échappement.

- Nous avons cherché dans les pièces de rechange existant dans le boîtier de la machine, aucun des joints disponibles ne correspond à ceux endommagés.
- Nous avons aussi observé de petites fuites de kérosène dans le circuit de régulation, problème qui a été réglé rapidement.

3. Procédures recommandées pour traiter les résultats expérimentaux

Un certain nombre de procédures sont recommandées par le constructeur pour déterminer les paramètres et les performances de la turbine à gaz pour les points de fonctionnement considérés. Les points de mesure des pressions et températures sont indiqués sur le schéma de la machine donné ci-dessous.

Les unités utilisées sont la livre masse (lbm), le pied (ft = 12 pouces), la température en degrés Fahrenheit ($^{\circ}\text{F} = 9/5 \text{ }^{\circ}\text{C} + 32$), la pression en PSI (lbf par pouce carré), la puissance en hp avec $1 \text{ kW} = 0,7457 \text{ hp}$. L'unité d'énergie est la Btu avec $1 \text{ Btu} = 778,17 \text{ lbf} \cdot \text{ft} = 1,055056 \text{ kJ}$.

ROVER
GAS TURBINES
ENGINES TYPE IS,60

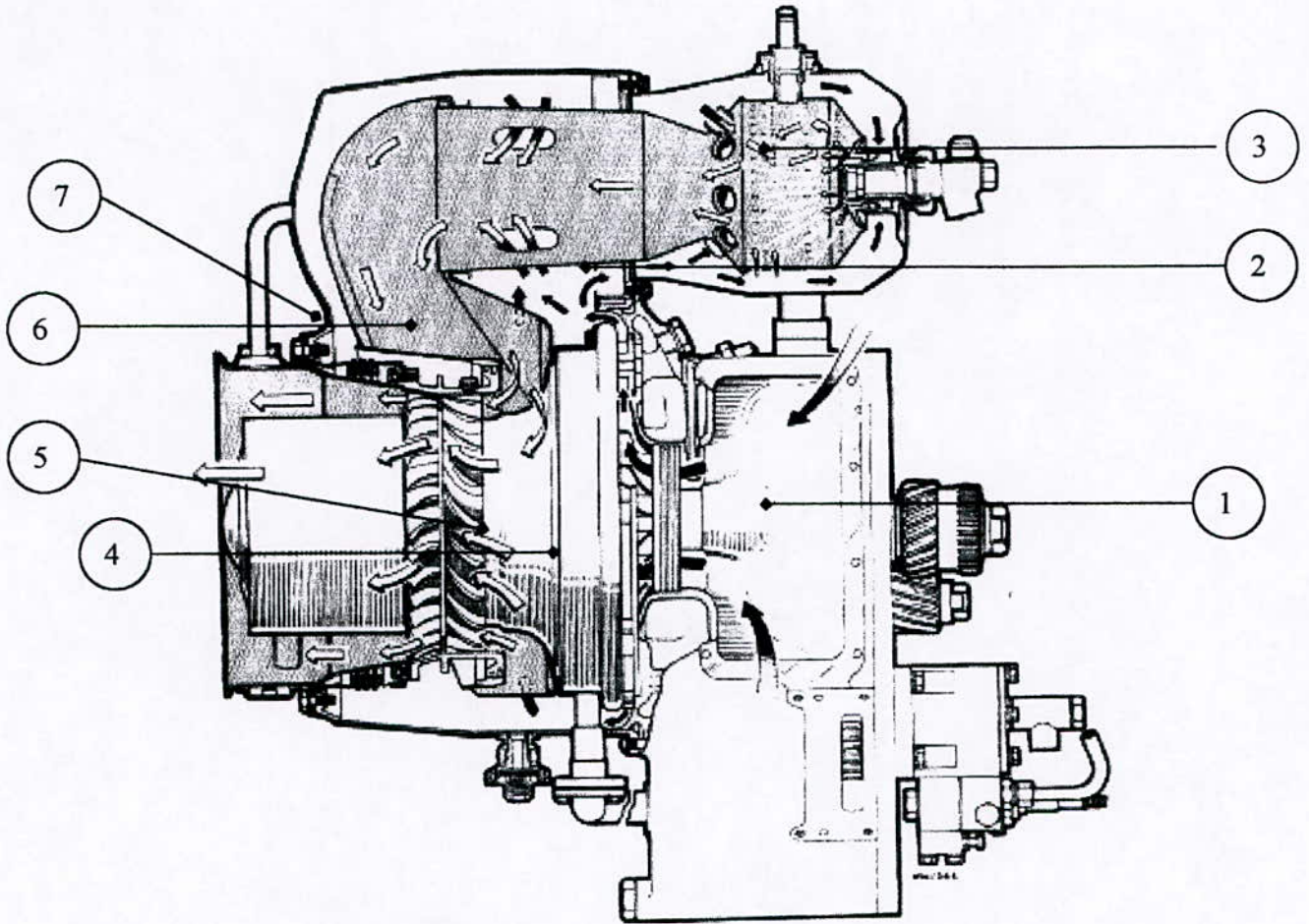


Fig. 19 : Circuit d'écoulement de l'air et du gaz dans la machine et les points de prise de mesures

Cette procédure est recommandée par le constructeur ; elle a été suivie par dans les travaux de recherche qui ont été réalisés sur ce banc d'essai. [8], [12].

3.1. Paramètre du compresseur (K_c) :

$$(41).. \quad K_c = \frac{U}{\sqrt{T_{i(1)}}} = 0,0283 \frac{n_c}{\sqrt{T_{i(1)}}}$$

tel que :

$$(42).. \quad U = \frac{\pi D n_c}{60}$$

où :

n_c : vitesse du compresseur ($n_c = 15,3333n_b$)
 15,333 étant la constante de réduction de la vitesse
 D : diamètre de la roue du compresseur

3.2. Puissance effective de la machine (N_e) :

(43)..
$$N_e = \frac{P_b \times \eta_b}{k}$$

k : la constante du frein avec k=2000.

3.3. Débit massique d'air (M) :

Faire le rapport de pressions :

$$\frac{P_{s(A-0)}}{P_A}$$

Les courbes (1a, 1b, 1c) de l'étalonnage de la tuyère, nous donnent la valeur du débit massique adimensionnel par unité de surface à travers le col de la tuyère :

$$\frac{Mg\sqrt{T_A}}{X_0 P_A}$$

Le débit massique de l'air admis est calculé en multipliant cette dernière formule par :

$$\frac{P_A X_0}{g\sqrt{T_A}}$$

3.4. Le rapport de compression τ :

Il existe des pertes de pression entre l'atmosphère (A) et l'entrée de compresseur (1) dont on doit tenir compte dans le calcul du rapport de compression.

La valeur de cette perte nous est donnée dans la courbe N°2 :

(44)..
$$\tau = \frac{P_{s(2)} + P_{d(2)} + P_A}{P_A - \delta P_{s(A-1)} + P_{d(1)}}$$

Où :

$P_{t(2)} = P_{s(2)} + P_{d(2)} + P_A$: est la pression totale de sortie du compresseur.

et

$P_{t(1)} = P_A - \delta P_{s(A-1)} + P_{d(1)}$: est la pression totale d'entrée.

Les pressions dynamiques $P_{d(2)}$ et $P_{d(1)}$ sont très faibles devant les pressions statiques ; on peut donc les négliger^b.

3.1. Le taux d'expansion : (E)

Le taux de détente dans la turbine entre les points 4 et 6 peut se calculer en faisant le rapport entre les pressions totales en ces deux points :

^b 1mmHg=13.584 mmH₂O.
 1mmHg = 1.333×10⁻³bar.

$$(45).. \quad E = \frac{P_{t(4)}}{P_{t(6)}}$$

Où :

$$(46).. \quad E = \frac{P_{s(4)} + P_{d(4)} + P_A}{P_A + \delta P_{s(6-7)} + \delta P_{s(7-A)} + P_{d(6)}}$$

La pression statique $P_{s(4)}$ est obtenue en retranchant les pertes $\delta P_{s(2-4)}$ de la pression dans la chambre de combustion à la sortie du compresseur $P_{s(2)}$.

On note qu'ici les pressions dynamiques sont négligeables devant les pressions statiques :

$$P_{d(4)} \ll P_{s(4)}$$

La pression totale en (6), à la sortie de la turbine, peut être calculée en utilisant la courbe N°3 qui donne K. Cette courbe résulte des mesures de pertes de charge sur la conduite d'échappement. Pour obtenir $P_{t(6)}$, on utilise l'expression suivante :

$$(47).. \quad P_{t(6)} = K \times (P_A + \delta P_{s(7-A)})$$

Où :

$$(48).. \quad E = \frac{P_{s(4)} + P_A}{K(P_A + \delta P_{s(7-A)})}$$

3.6. Le rendement isentropique du compresseur :

Le rendement isentropique du compresseur est défini comme suit :

$$(49).. \quad \eta_{ic} = \frac{\delta T_{i(1-2)}^{\text{isentropique}}}{\delta T_{i(1-2)}^{\text{réelle}}}$$

Donc :

$$(50).. \quad \eta_{ic} = \frac{T_{i(1)} \times (\tau^{\alpha_c} - 1)}{\delta T_{i(1-2)}}$$

avec α_c défini par : $\alpha_c = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$

le rapport des chaleurs spécifiques γ est pris à la température moyenne de compression.

Lorsqu'on utilise la valeur $\delta T_{i(1-2)}$ déduite des mesures de températures, on obtient des valeurs de rendement très faibles ; ceci peut s'expliquer par le fait que l'augmentation de la température n'est pas due seulement à la compression mais aussi aux transferts de chaleur dus au contact avec les autres éléments chauds de la machine. Il est donc souhaitable d'utiliser la

courbe N°4 qui nous donne la valeur $\frac{\delta T_{i(1-2)}}{T_{i(1)}}$ obtenue aux cours d'essais particulièrement soignés, où la seule augmentation de température considérée est celle de la compression.

Les courbes (5a, 5b, 5c) permettent de calculer $(\tau^{\alpha_c} - 1)$ en fonction du rapport de compression τ . La valeur du rendement est obtenue en multipliant la deuxième valeur par l'inverse de la première valeur déduite de la courbe N°4.

3.7. Le rendement isentropique de la turbine : (η_{it})

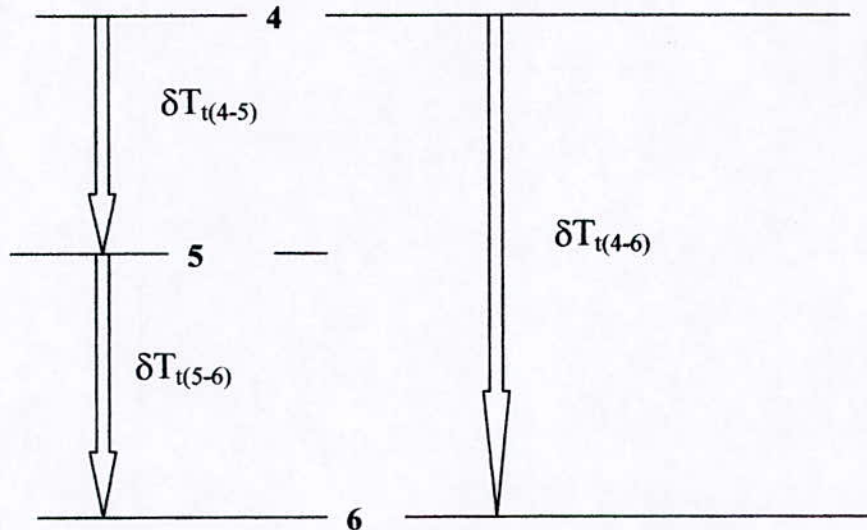
Le rendement isentropique de la turbine est défini comme suit :

$$(51).. \quad \eta_t = \frac{\Delta H_{réelle}}{\Delta H_{isentropique}}$$

d'où :

$$(52).. \quad \eta_t = \frac{\delta T_{t(4-6)réelle}}{\delta T_{t(4-6)isentropique}}$$

La chute totale de la température dans la turbine est représentée par le schéma suivant ; elle est égale à la somme de la chute de pression dans le diffuseur et de la chute dans le rotor de la turbine.



La différence de température entre l'entrée de la turbine et la sortie est peut être calculée, en tenant compte de la puissance totale développée par la turbine ($N_e + N_{fr}$), en égalisant cette dernière avec la différence d'enthalpie des gaz d'échappement par l'expression suivante :

$$(53).. \quad \delta T_{t(5-6)} = 0.176 \times \frac{(N_e + N_{fr})}{m \times C_{pg}}$$

Avec N_e et N_{fr} en C.V.

$$(54).. \quad \delta T_{t(5-6)} = \frac{(N_e + N_{fr})}{4.18 m \times C_{pg}}$$

Et N_e et N_{fr} en kW.

N_{fr} : est la puissance dissipée par les frottements ; elle peut être déterminée à l'aide de la courbe N°6, en connaissant la vitesse de rotation du rotor de la turbine .

La chaleur massique (C_{pg}) est déterminée à la température moyenne des températures aux point 5 et 6.

En supposant que la masse d'air traversant la turbine est la même que celle qui traverse le compresseur (les prélèvements de l'air de refroidissement des aubes de la turbine étant supposés compensés par l'addition du combustible), $\delta T_{t(4-5)}$ peut être calculée en connaissant l'accroissement de la température de l'air dans le compresseur et la chaleur massique moyenne de l'air et des gaz d'échappement.

$$(55).. \quad \delta T_{i(4-5)} = \frac{\delta T_{i(1-2)}}{T_1} \times \frac{C_{pa}}{C_{pg}} \times T_{i(1)}$$

Où C_{pa} est calculée à la température moyenne de compression.

$$(56).. \quad \delta T_{i(4-6)réelle} = \delta T_{i(4-5)} + \delta T_{i(5-6)}$$

la chute totale de température dans la turbine est additionnée à la température de sortie de la turbine $T_{i(6)}$ pour donner la température totale des produits de combustion à l'entrée de la turbine $T_{i(4)}$:

$$(57).. \quad T_{i(4)} = \delta T_{i(4-6)} + T_{i(6)}$$

Ainsi l'accroissement de la température $\delta T_{i(4-6)isentropique}$ peut être calculé en connaissant le taux de détente E et la température de produit de combustion avant détente $T_{i(4)}$:

$$(58).. \quad \delta T_{i(4-6)isentropique} = T_{i(4)} \left[\frac{E^{\alpha_i} - 1}{E^{\alpha_i}} \right]$$

Les courbes (7a, 7b, 7c) donnent E^{α_i} connaissant E .

Le rendement isentropique de la turbine peut maintenant être calculé en faisant le rapport des différences de températures réelle et isentropique entre l'entrée et la sortie de la turbine.

$$(59).. \quad \eta_{it} = \frac{\delta T_{i(4-6)réelle}}{\delta T_{i(4-6)isentropique}}$$

3.8. Le rendement de la combustion (η_{icomb}) :

Le rendement de combustion est le rapport entre les différences d'enthalpie réelle et isentropique entre l'entrée et la sortie de la chambre de combustion :

$$(60).. \quad \eta_{icom} = \frac{\delta T_{i(2-4)réelle}}{\delta T_{i(2-4)isentropique}}$$

L'accroissement réel de la température entre l'entrée (2) et la sortie (4) de la chambre de combustion $\delta T_{i(2-4)}$ dû à la combustion peut être obtenu par simple soustraction, comme le montre la formule suivante :

$$(61).. \quad \delta T_{i(2-4)réelle} = T_{i(4)} - \left[T_{i(1)} + \frac{\delta T_{i(1-2)} \times T_{i(1)}}{T_{i(1)}} \right]$$

l'accroissement isentropique de la température entre l'entrée (2) et sortie de la chambre de combustion (4) peut être calculé par l'une des deux méthodes suivantes :

a)-

$$\delta T_{i(2-4)isentropique} = T_{4is} - T_{i(2)}$$

b)-

$$\delta T_{(2-4)isentropique} = \frac{q \times PCI}{(m+q) \times C_{PG}}$$

qui ne donnent pas tout à fait le même résultat.

3.9. Le rendement thermique de la turbine (η_{th}) :

Il est défini par le rapport entre la puissance réelle du cycle donnée par la mesure au frein et la puissance réelle fournie par le combustible :

$$(62).. \quad \eta_{th} = \frac{N_e}{q \times PCI \times 4,18}$$

Le rendement théorique du cycle (η_{thd}) basé sur les hypothèses simplificatrices est donné par le résultat classique :

$$(63).. \quad \eta_{thd} = 1 - \frac{1}{\tau^{\alpha_c}}$$

3.10. La consommation spécifique de combustible (C_s) est donnée par :

$$(64).. \quad C_s = \frac{q \times 3600}{N_e} \quad [kg/h.CV]$$

3.11. le taux de richesse (ϕ) est donné par :

$$(65).. \quad \phi = \frac{\left(\frac{q}{m}\right)_{réel}}{\left(\frac{q}{m}\right)_{stoechiométrique}}$$

avec $\left(\frac{q}{m}\right)_{stoechiométrique} = 0,06525$ pour le gaz naturel de Hassi R'mel tel que produit dans les années 1970.

3.12. Bilans thermiques du cycle :

	kJ	%
N_e	$N_e \times 0.736$	(Selon essai)
N_{fr}	$N_{fr} \times 0.736$	(Selon essai)
Echappement	$C_{PG} \times \delta T_{(6-A)} \times (m+q)$	(Selon essai)
Rayonnement	Par soustraction	(Selon essai)
Energie fournie	$q \times PCI$	100

Pour faciliter les calculs, nous avons élaboré un programme informatique (voir annexe) en FORTAN POWER STATION, et de permettre à d'autres utilisateurs éventuels de bénéficier de ce travail.

CONCLUSION GENERALE

V. CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Nous avons essayé de montrer dans cette étude diverses solutions possibles pour rétablir la puissance nominale des turbines à gaz suite à sa détérioration par l'élévation de températures rencontrées dans un climat désertique.

L'évaluation théorique réalisée avec les hypothèses de gaz parfaits et des transformations adiabatiques dans le compresseur et la turbine a montré que la chute de puissance est due d'une part, à la dégradation du débit massique de l'air admis au compresseur ; celle-ci représente globalement la diminution de la puissance de compression et de détente. Elle est de 2759 kW, soit 41% de la perte totale observée pour le cas rapporté. La deuxième partie de la perte de puissance est due à l'augmentation de la puissance de compression résultant de l'augmentation de la température de l'air d'entrée au compresseur. Elle a été estimée à 3995 kW, soit 59% de la perte totale observée. La somme de ces deux composantes est de 6754 kW au lieu des 6500 kW observée dans le cas rapporté, soit une différence d'estimation de 3,9%. Cette différence nous semble être du même ordre de grandeur que l'imprécision des hypothèses faites, de sorte qu'il n'y a pas lieu de chercher à améliorer les estimations faites sans disposer de données plus précises sur le cas rapporté.

Une approche à caractère expérimental a été initiée en réfrigérant de l'air sur le banc de conditionnement d'air du laboratoire d'énergétique. De l'air a été réfrigéré de 27 à 17°C avec un débit de 0,52kg/s la puissance de réfrigération observée a été estimée à 288 W à partir de la tension et de l'intensité absorbées par le moteur de réfrigération dont le cosinus Φ a été pris égal à 0,85. Aussi sommaire soient elles, ces mesures montrent qu'un gain de puissance de 16% peut être obtenu moyennant une puissance de réfrigération de 211,3 kW.

Le travail expérimental qui était envisagé sur la turbine à gaz n'a pas eu lieu parce que celle-ci n'est pas encore en état de fonctionner sous charge. Les causes n'ont pas encore été déterminées par manque de documentation suffisante : le manuel de fonctionnement de la turbine à gaz n'existe pas au laboratoire et il n'a pas été possible d'en obtenir un pour l'instant malgré les démarches faites aux prés de GILKES. Il est à rappeler que le dernier travail fait sur cette turbine à gaz remonte au projet de fin d'étude de Mr ZABILA en 1987 sous la direction de Mr TALBI.

Les recommandations que nous pourrions suggérer consistent d'abord :

- 1- A réparer les fuites d'huile et de gaz observées dans la centrale de compression de gaz naturel et remplacer le détendeur actuel dont le fonctionnement est insatisfaisant.

- 2- A réaliser une révision aussi complète que possible de la turbine à gaz avant sa remise en marche, après avoir obtenu la documentation nécessaire concernant son fonctionnement. Plusieurs fuites d'huile ont été observées. Dans les tentatives de démarrage faites dans le cas de ce travail, il a été nécessaire d'actionner le bouton d'allumage avant de commander l'alimentation de gaz pour éviter l'apparition d'explosions qui risquent d'endommager la chambre de combustion.
- 3- A remettre en marche les équipements de conditionnement d'air après en avoir fait le remplissage en Fréon.
- 4- A réaliser une estimation expérimentale plus précise et plus complète de la puissance de réfrigération nécessaire pour réfrigérer de l'air de 45 à 15 °C, ou tout au moins de 35 à 15°C.

BIBLIOGRAPHIE

- [1]. **SONELGAZ**, Cahier de charge pour l'étude de la réhabilitation des centrales thermiques d'El hamma et Haasi R'mel. SONELGAZ 2002
- [2]. **De Lucia, M. Bronconi**, Performance and economic enhancement of cogeneration gas turbine through compressor inlet air cooling, Journal of engineering for gas turbines and power.
- [3]. **M.A AIT-ALI**, Optimum power boosting of gas turbine cycles with refrigerated inlet air and compressor intercooling, Journal of engineering for gas turbines and power 1994.
- [4]. **T. JOHNKE et M. MAST**, Power Boosters, Siemens power journal May 2002.
- [5]. **CHAMBADAL**, Les turbines à gaz, EYROLLES, 1976.
- [6]. **M.A AITALI**, Optimum power boosting of gas turbine cycles with compressor inlet Refrigeration, Journal of engineering for gas turbines and power Janvier 1997.
- [7]. **J. G. CONAN**, réfrigération industrielle, EYROLLES 1988
- [8]. **BENZAREF tayeb et M salah DJENANE**, Diagrammes thermodynamiques du gaz naturel de HRMEL (essai sur turbine à gaz). Projet de fin d'étude ENP. 1973.
- [9]. **VAN WYLEN**, Thermodynamique appliqué, 2^oédition.
- [10]. Catalogue de la soufflante TD49, DELTALAB.
- [11]. **HECHMI et AIT ABDERAHMANE**, Caractérisation des paramètres d'écoulement de la soufflante TD 49, Projet de fin d'étude ENP 1993.
- [12]. **M. ZABILA**, Mise en marche d'un banc d'essai d'une turbine à gaz, projet de fin d'étude ENP 1987.

ANNEXE


```
! PROGRAMME POUR LA METHODE DE CALCUL SUR LE BANC D'ESSAI DE
! TURBINE A GAZ GILKES-ROVER
  program MCBT

! Declaration des variables
  REAL nb,Pb,Ta,Pa,dPsa0,Ps6,dPs24,Ps1,Ps2,Tt6,Tt2,qg
  REAL Kc,Ne,x,c1,c2,Mair,r,tcomp,dPsa1,texp,Ps4,k
  REAL c3, c4,Nfr,dTt56,Cpg,dTt46,Cpa,dTt45,Tt4,dTt46is,rtur
  REAL s,dTt24is,rcom,PCI,rther,rthed,alpha,x1,x2,x3,x4,Qr

! Ouverture des fichiers de données et de résultats:
! OPEN (10, File ='données.dat')
! OPEN(20, file ='resultats.res', status = 'old')

! La lecture des données
  write(20,*)'*****'
  write(20,*)**  lecture des données          **
  write(20,*)'*****'

  read(*,*)nb
  write(20,*)'la lecture sur le tachymètre', nb,'tr/min'

  read(*,*)Pb
  write(20,*)'la lecture sur la balance',Pb,'kg'

  read(*,*)Ta
  write(20,*)'latempérature atmospherique',Ta,'°C'

  read(*,*) Pa
  write(20,*)'la pression atmospherique',Pa,'mm Hg'

  read(*,*)dPsa0
  write(20,*)'la chute de pression dans le col',dPsa0,'mm Hg'

  read(*,*)Ps6
  write(20,*)'la pression statique au point 6', Ps6,'mm alcool'

  read(*,*)dPs24
  write(20,*)'la chute de presion entre 2 et 4',dPs24,'mm Hg'

  read(*,*)Ps1
  write(20,*)'la pression statique au point 1',Ps1,'bars'

  read(*,*)Ps2
  write(20,*)'la pression statique au point 2',Ps2,'bars'

  read(*,*)Tt6
  write(20,*)'la tepérature totale au point 6',Tt6,'°C'
```

! Le rendement du compresseur

```

write(*,*)'de la courbe N°4 tirer en connaissant '
write(*,*)' Mgracine(Ta)/Pa et Kc'
write(*,*)'Kc=',Kc
write(*,*)'Mgracine(Ta)/Pa=', 9.87E-3*c1
write(*,*)'dTt12/Tt1'
read(*,*)c3
write(*,*)'des courbes 5a,5b,5c tirer en connaissant tcomp'
write(*,*)'taux de compression =',tcomp
write(*,*)'(Tcompexp(gamma-1)gamma)-1'
read(*,*) c4
rcomp=c4/c3
write(20,*)'7)- la rendement du compresseur',rcomp

```

! Le rendement de la turbine :

```

write(*,*)'pour une vitesse du compresseur qui est ', 15.33*nb
write(*,*) 'de la courbe N°6,on tire Nfr'
read(*,*)Nfr
Cpg=0.274
Cpa=0.243
write(*,*)'la chaleur masique Cpg=',Cpg,'kcal/kg.K'
write(*,*)'la chaleur masique Cpa=',Cpa,'kcal/kg.K'

```

! la difference de temperature reelle

```

dTt56=0.176*(Ne+Nfr)/(Mair*Cpg )
dTt45=c3*(Cpa/Cpg)*(Ta+273)
dTt46=dTt45+dTt56

```

! la difference de temperature isentropique

```

Tt4=dTt46+Tt6+273
write(*,*)'de la courbe N°7b connaissant texp',texp
write(*,*)'tirer texp(gamma-1/gamma)'
read(*,*) s
dTt46is=Tt4*(s-1)/(s)
write(*,*)'dt46)',dTt46is
rtur=dTt46/dTt46is
write(20,*)'8)- le rendement de la turbine ', rtur

```

! le rendement de la combustion

```

dTt24=Tt4-(Ta+273+c3*(Ta+273))
PCI=10688
dTt24is=(qg*1E-3*PCI)/((Mair+qg*1E-3)*Cpg)
rcom=dTt24/dTt24is
write(20,*)'9)- Le rendement de la combustion', rcom

```

! le rendement thermique

```

rther=(Ne*0.736)/(qg*1E-3*PCI*4.18)
write(20,*)'10)- le rendement thermique',rther

```

! Le rendement thermodynamique

```

rthed=1-1/(c4+1)
write(20,*)'11)- le rendement thermodynamique',rthed

```



```

read(*,*)Tt2
write(20,*)'la température totale au point 2',Tt2,'°C'

read(*,*)qg
write(20,*)'le debit de gaz',qg,'g/s'

! les calculs
write(20,*)'*****'
write(20,*)'** les resultats de calcul **'
write(20,*)'*****'

! La puissance effective
Ne=(Pb*nb)/2000
write(20,*)'1)- La puissance effective ', Ne, ','CV'

! Le parametre du compresseur
Kc=(0.436*nb)/(sqrt(Ta+273))
write(20,*)'2)- la parametre du compresseur',Kc,'feet/s racine(K)'

! le debit d'air
x=(dpsa0)/(Pa* 16.22)
write(*,*)'avec cette valeur',x
write(*,*)'aller à la courbe 1b et tirer la valeur: '
write(*,*)'(M g racine(Ta))/(X0*Pa)'
read(*,*)c1
Mair= c1*(9.87E-3*Pa*13.6)/(sqrt(Ta+273))
write(20,*)'3)- le débit d air ',Mair, ','kg/s'

! La richesse
r=(qg*1E-3/Mair)/0.06525
write(20,*)'4)- la richesse :',r

! le taux de compression
c2=c1*15.3
write(*,*)'en connaissant mracine(Ta)/Pa', c2
write(*,*) 'tirer dpsa1 de la courbe N°2 et multiplier par 0.0707'
read(*,*)dpsa1
tcomp=(Ps2+Pa*1.33E-3)/(Pa*1.33E-3-dPsa1)
write(20,*) '5)- la taux de compression',tcomp

! le tau d'expansion
Ps4=Ps2-dPs24*1.33E-3
write(*,*)'Tt6=',Tt6
write(*,*)'de la courbe N°3'
write(*,*)'tirer K en connaissant Tt6'
read(*,*)k
texp=(Ps4+Pa*1.33E-3)/(k*(Pa*1.33E-3))
write(20,*)'6)- la tau d expansion : ', texp

```

```

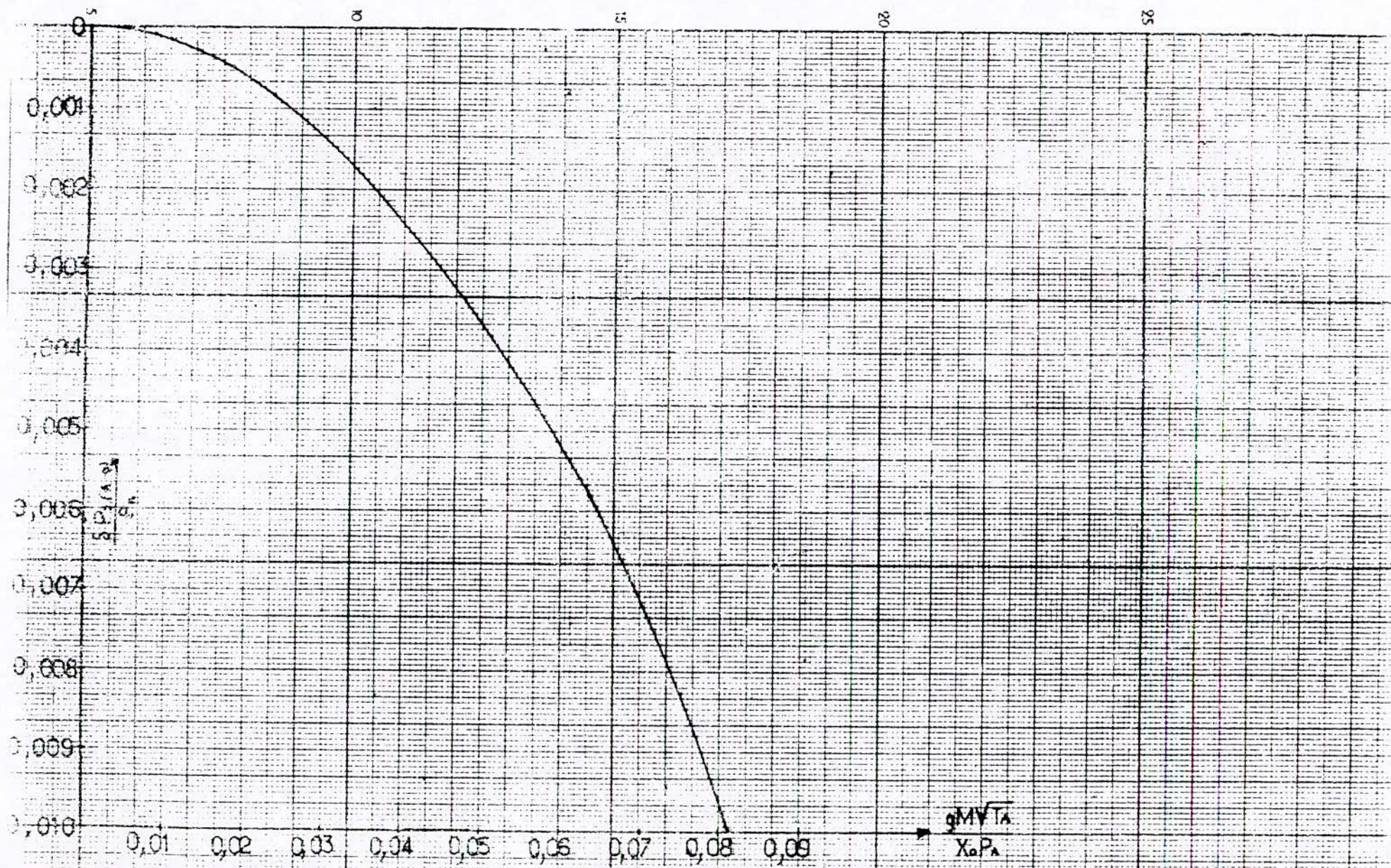
! coefficient globale de l'augmentaion de température
alpha=(Tt4+273)/(Ta+273)
write(20,*)'12)- coefficient globale d augmentaion de température'
write(20,*)alpha

! rapport des travaux
rm=dTt56/dTt46
write(20,*)'13)- le rapport des travaux',rm

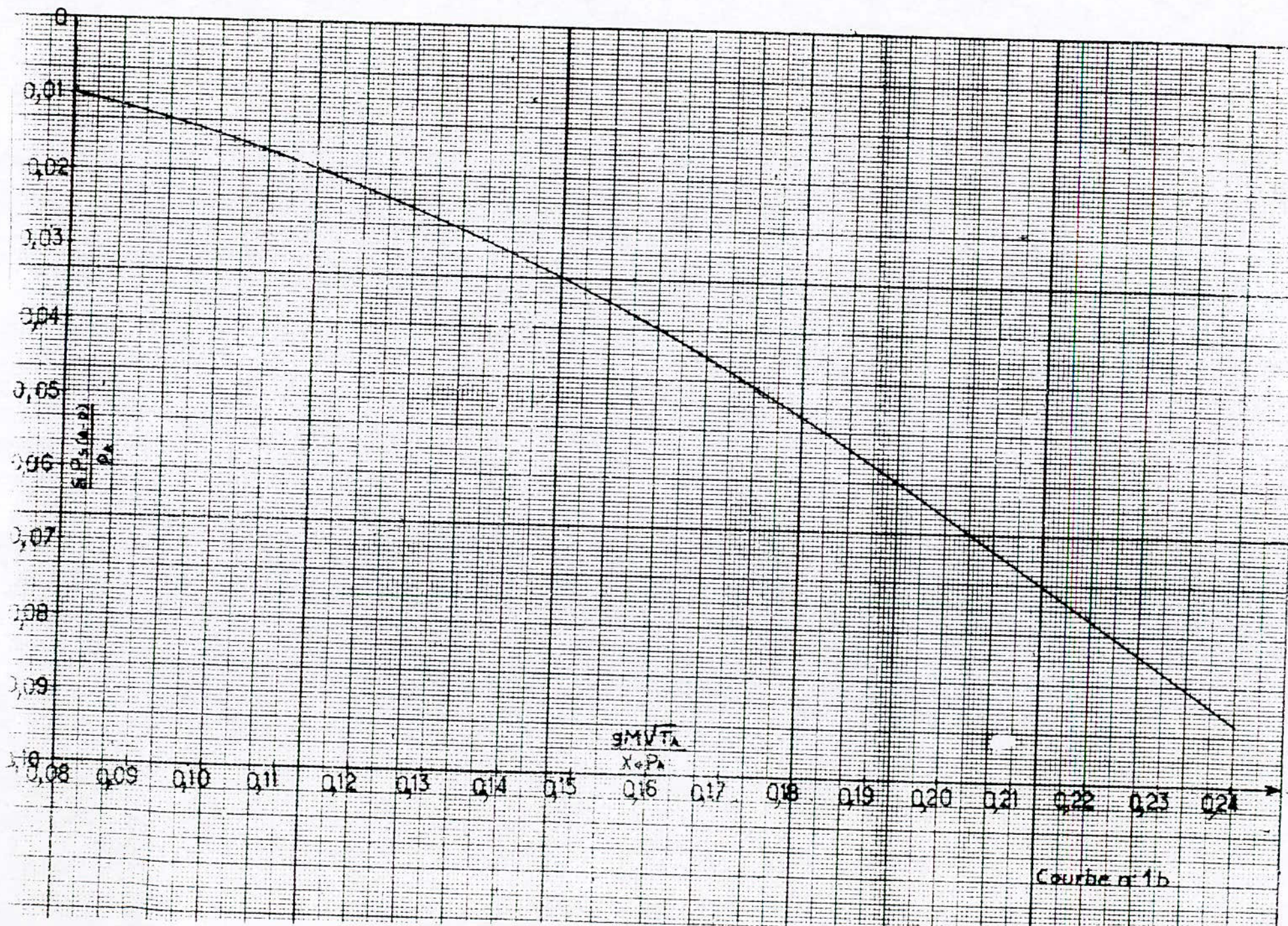
! consommation spécifique
Cs=qg*1E-3*3600/Ne
write(20,*)'consommation spécifique',Cs,'kg/cv*h'

! bilan thermique
Qr=qg*1E-3*PCI
x1= Ne*0.736/4.18
x2= Nfr*0.736/4.18
x3=(Mair+qg*1E-3)*Cpg*(Tt6-Ta)
x4= Qr-x1-x2-x3
write(20,*) '*****'
write(20,*) '*          ** kcal          * %          *'
write(20,*) '*****'
write(20,*) '* Ne          **',x1,'          *', x1*100/Qr          , '*'
write(20,*) '* Nfr          **',x2,'          *', x2*100/Qr          , '*'
write(20,*) '* echap          **',x3,'          *',x3*100/Qr          , '*'
write(20,*) '* rayo          **',x4,'          *',x4*100/Qr          , '*'
write(20,*) '*Qtotale          **',Qr,'          * 100          *'
write(20,*) '*****'
write(*,*) ' fin du programme '
end

```

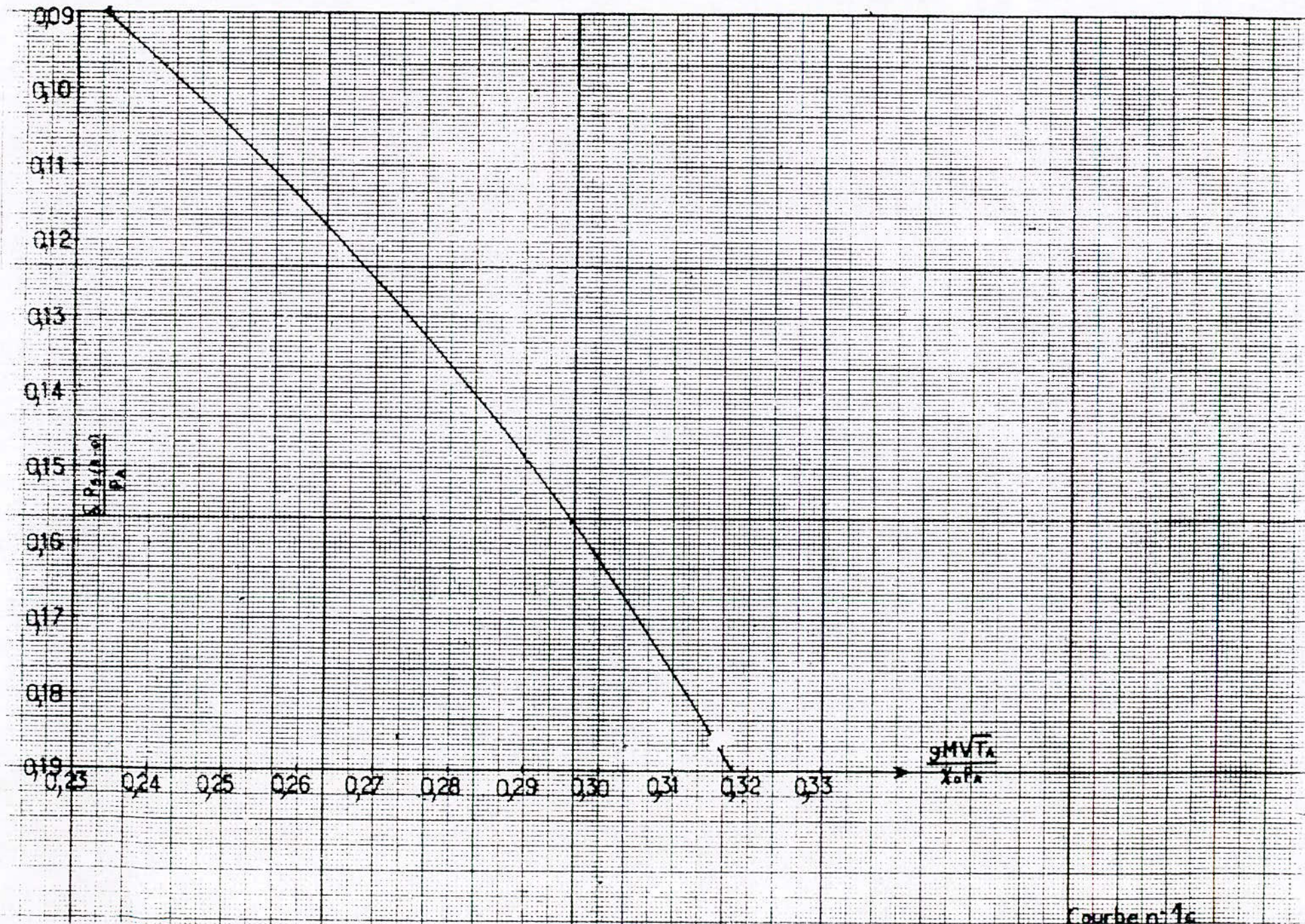
COURBE DE TARAGE du DEBITMETRE D'AIR



$\frac{S.P. (a-b)}{P_a}$

$\frac{SMVTA}{X \cdot P_a}$

Courbe n° 1b

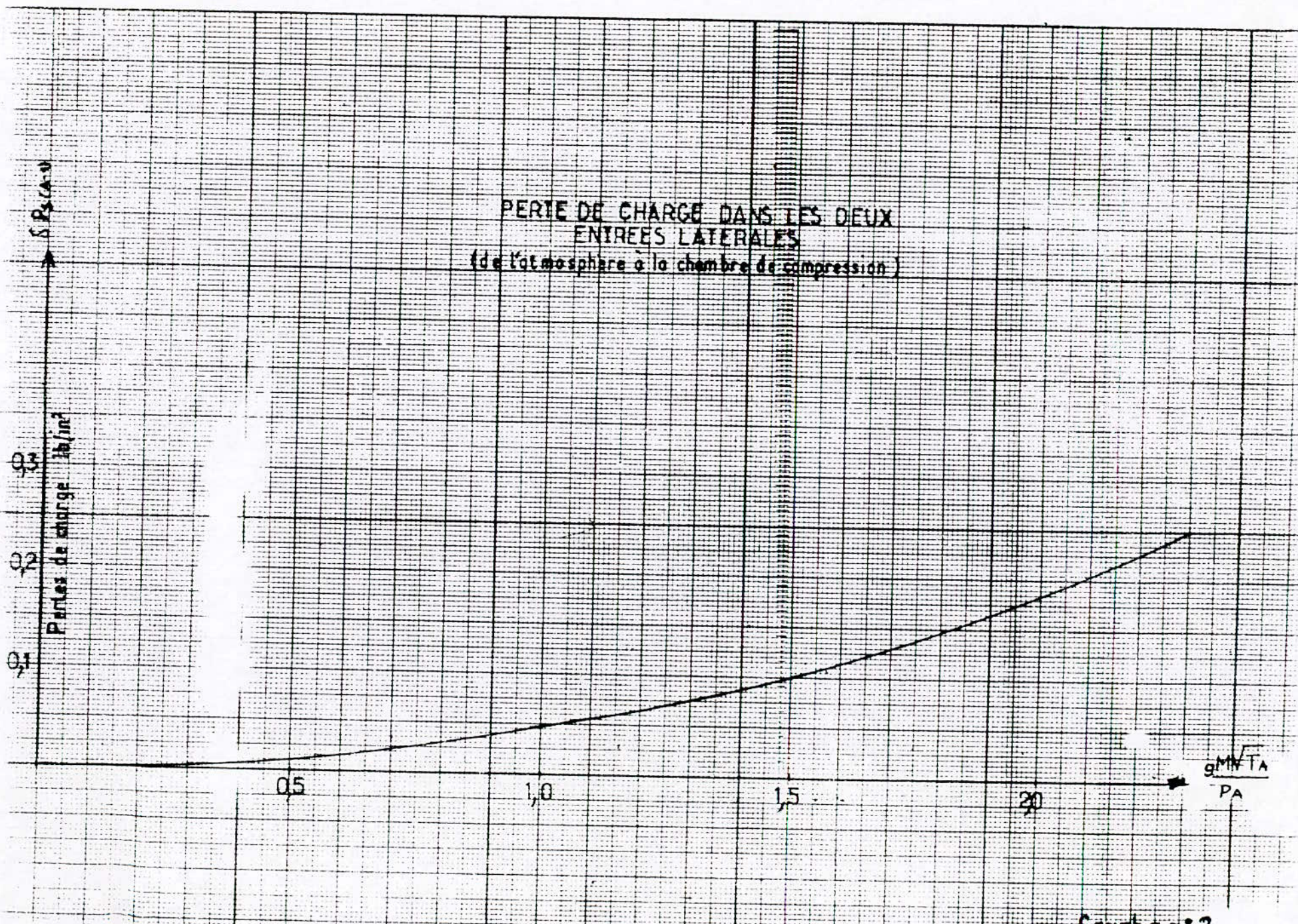


Courbe n° 4c

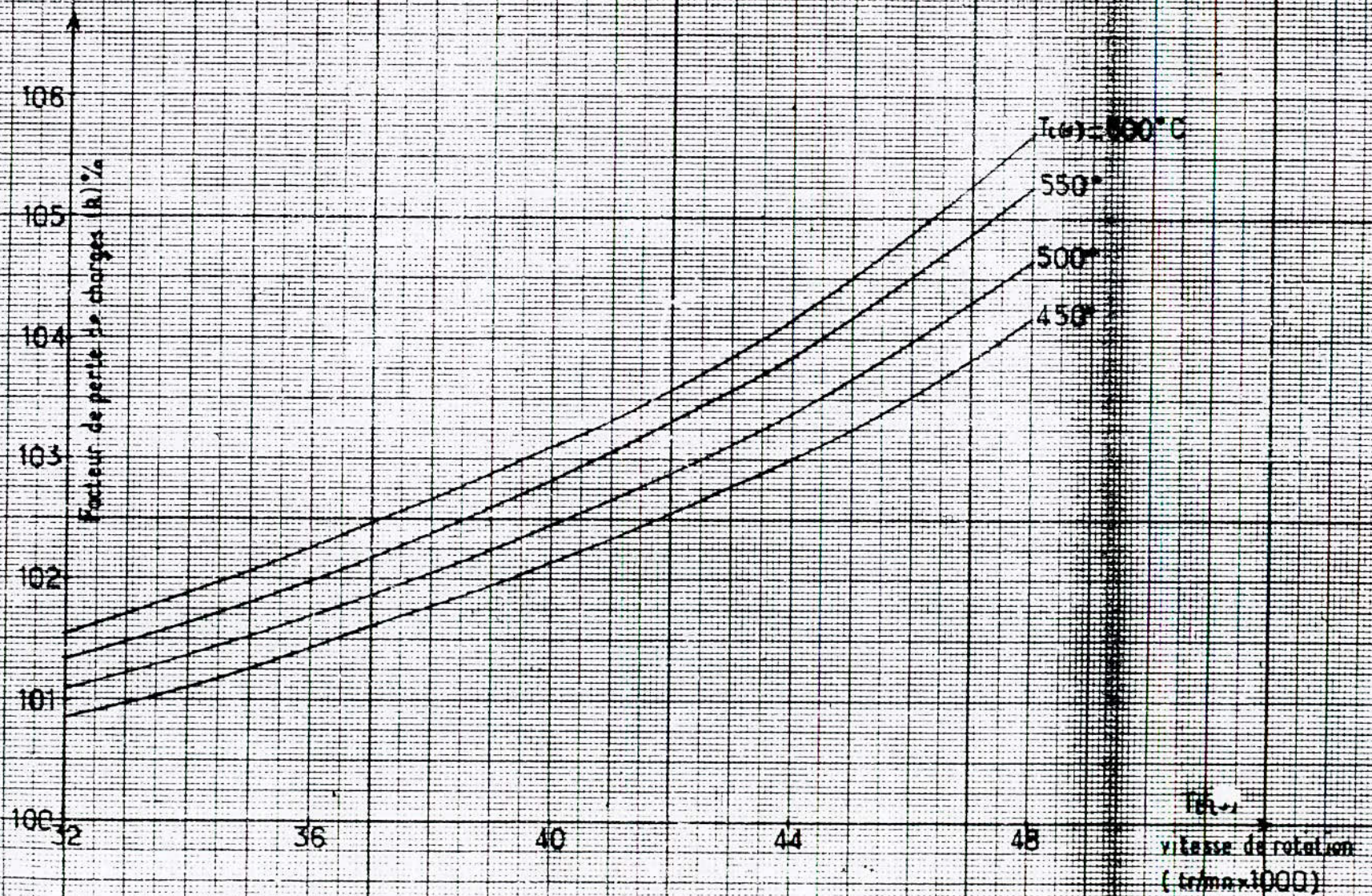
PERTE DE CHARGE DANS LES DEUX
ENTREES LATERALES
(de l'atmosphère à la chambre de compression)

δP_{ca-d}
Pertes de charge Pa/in^2

0,5 1,0 1,5 2,0 $\frac{gM\sqrt{T_A}}{PA}$

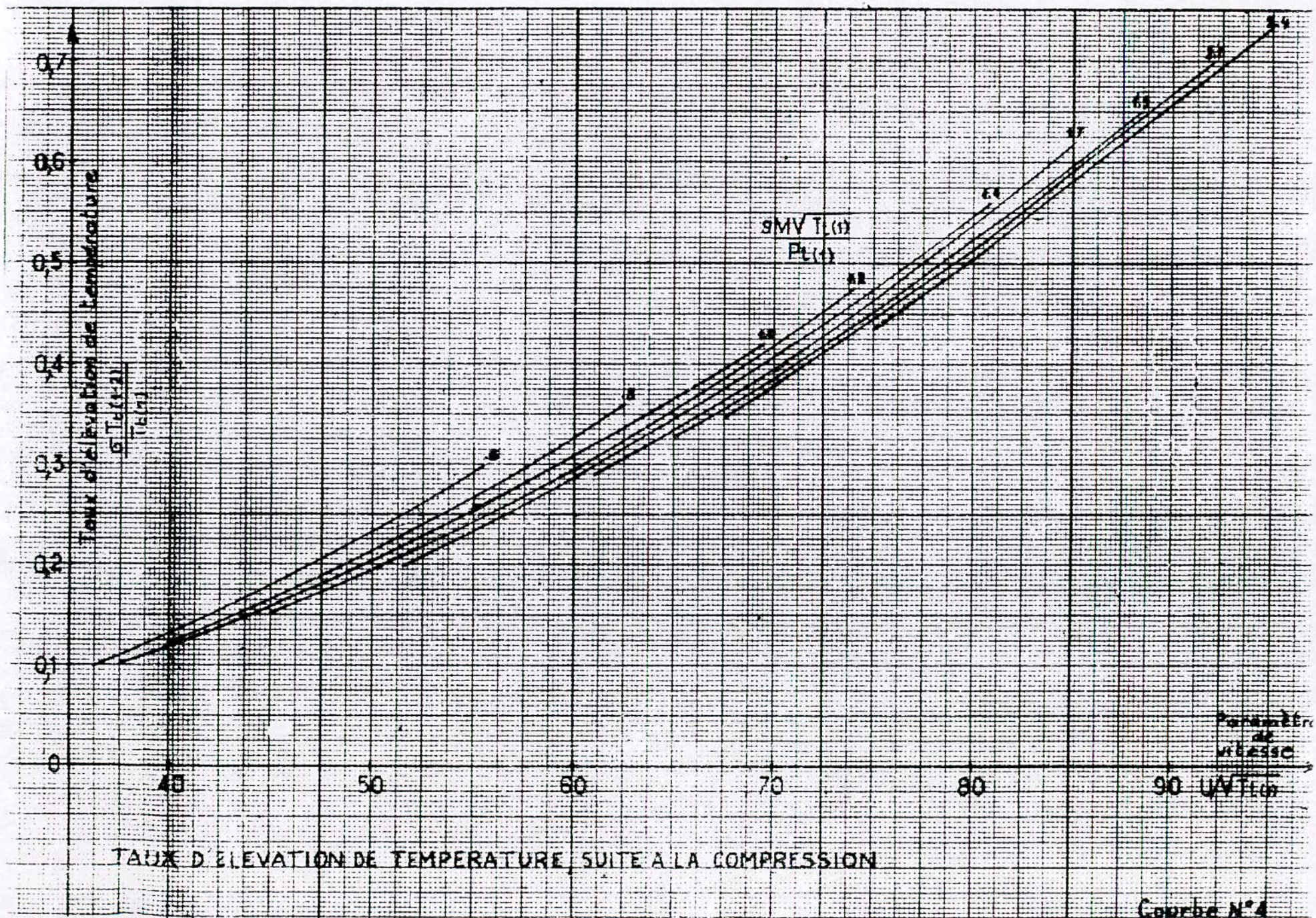


Courbe n° 2



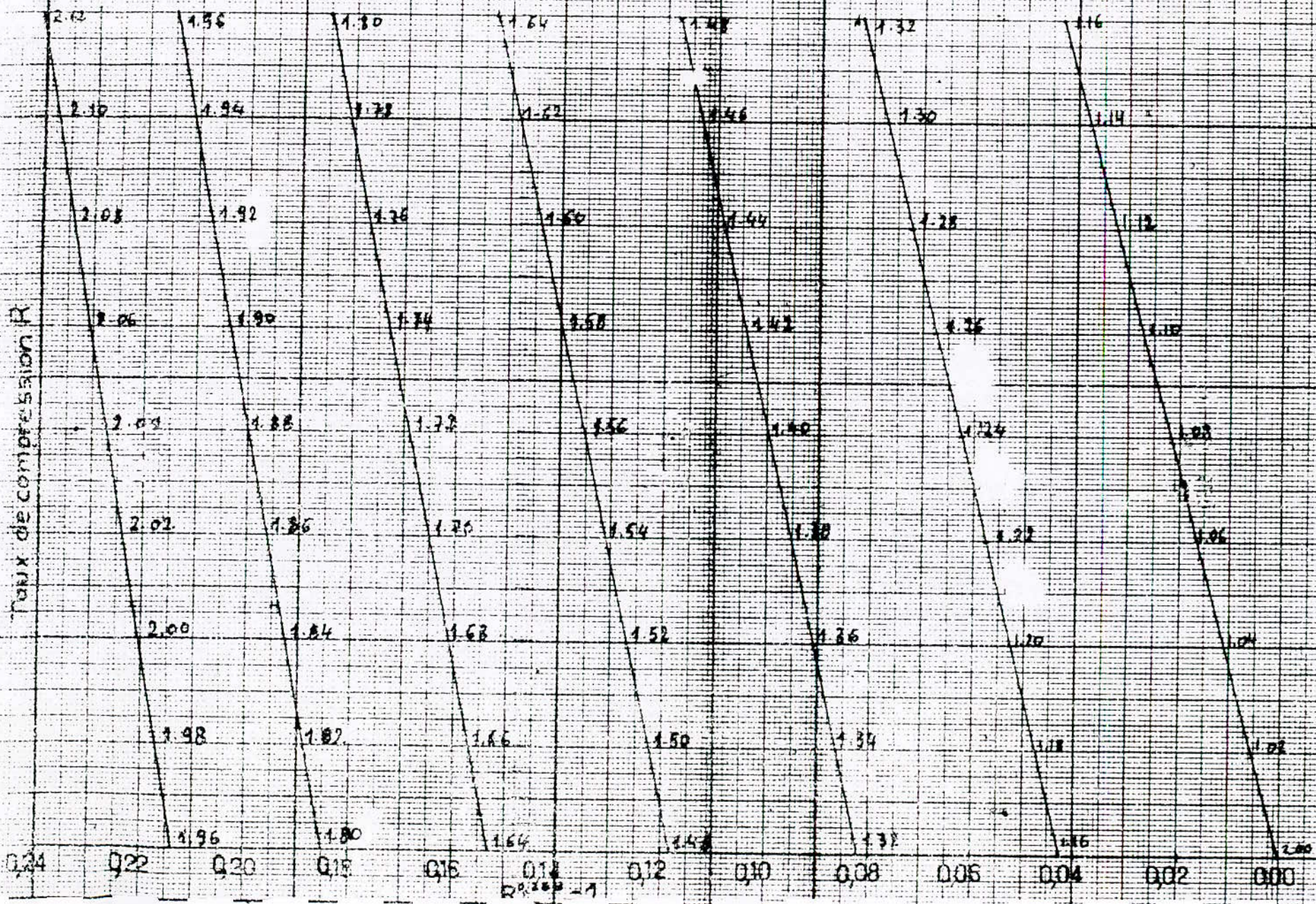
FACTEUR DE PERTES DE CHARGES A L'ECHAPPEMENT EN FONCTION DE LA VITESSE POUR DIFFERENTES TEMPERATURES

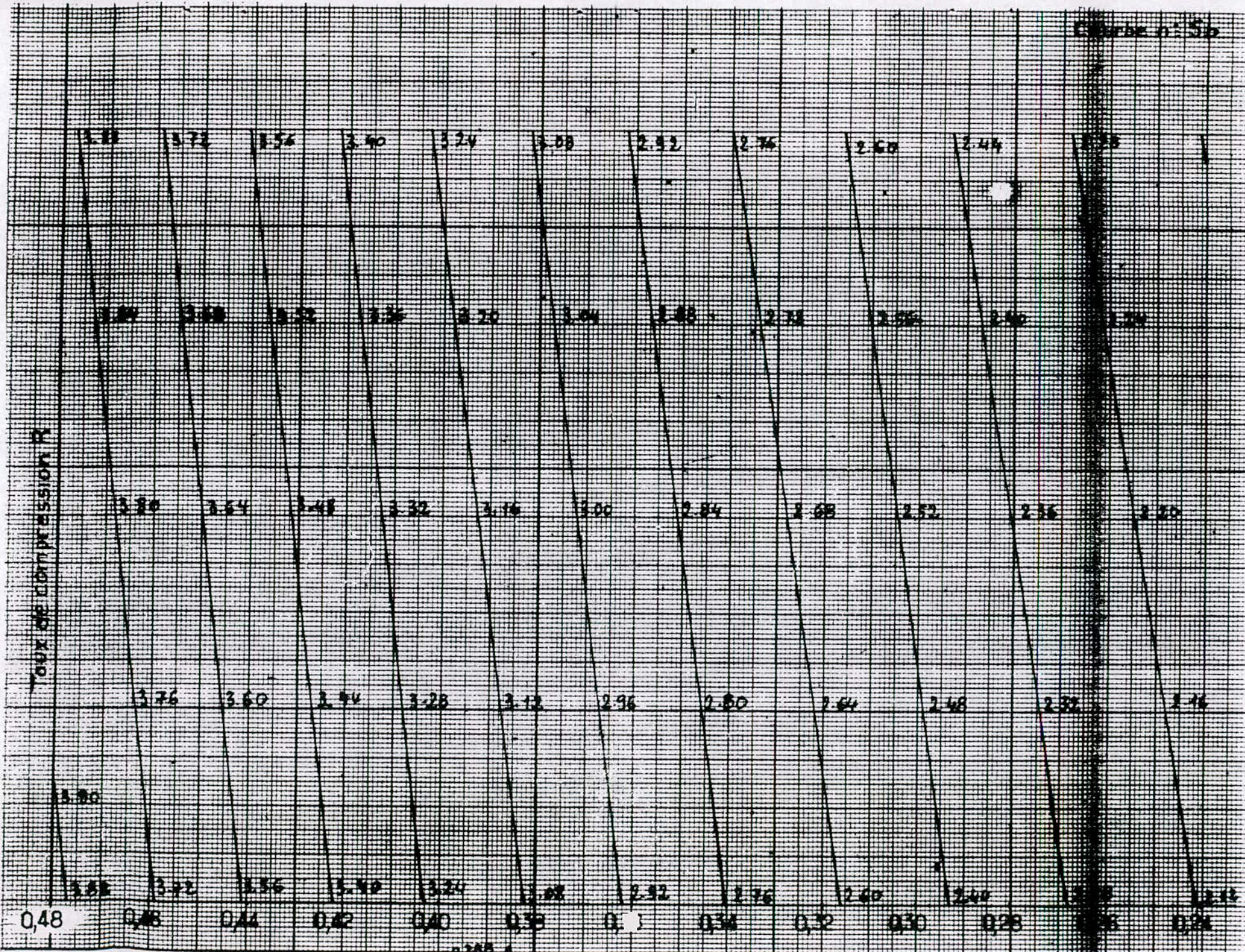
Courbe n° 3



Courbe n: 5a

GRAPHE DE $R^{0.200} - 1$ en fonction de R

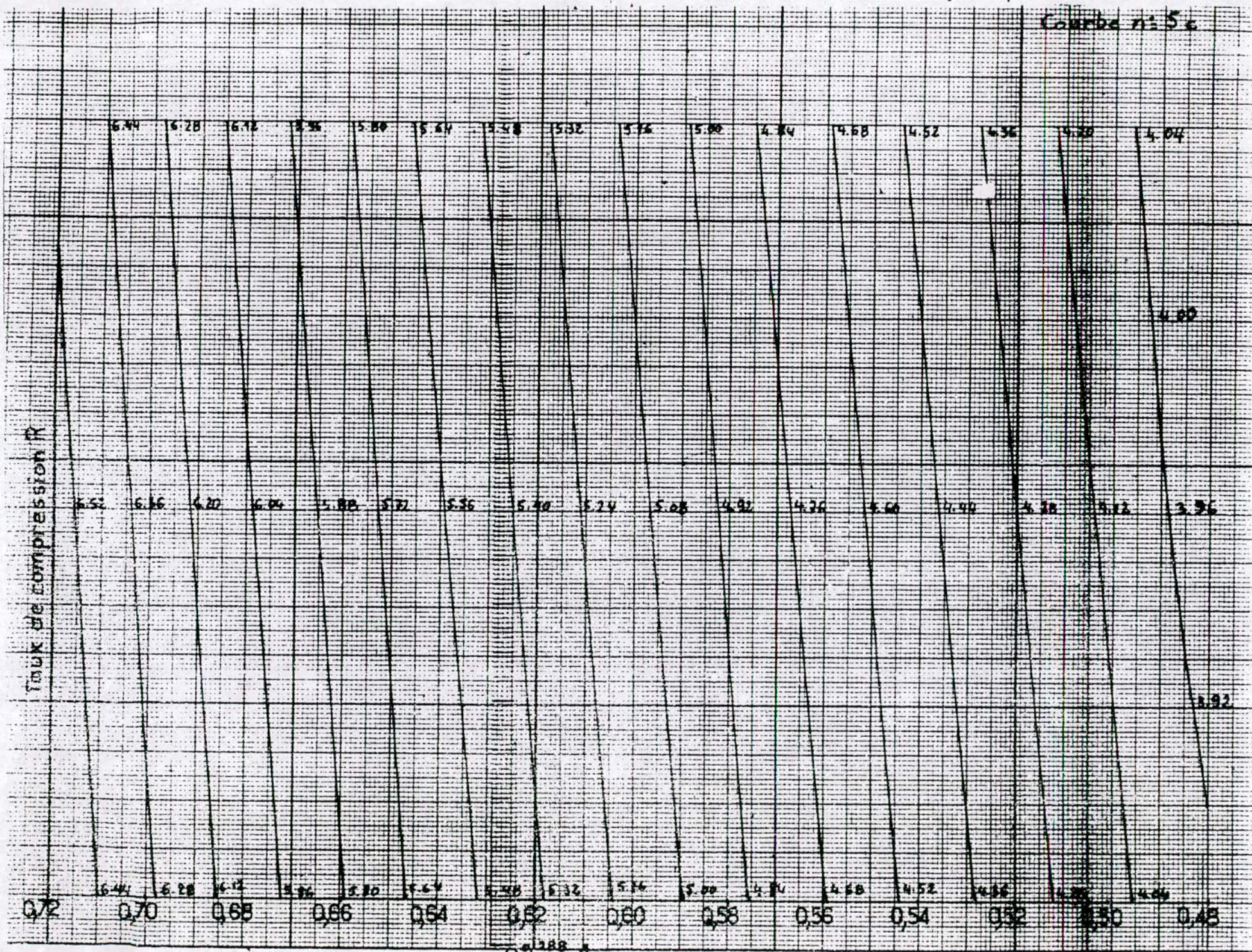




R=200

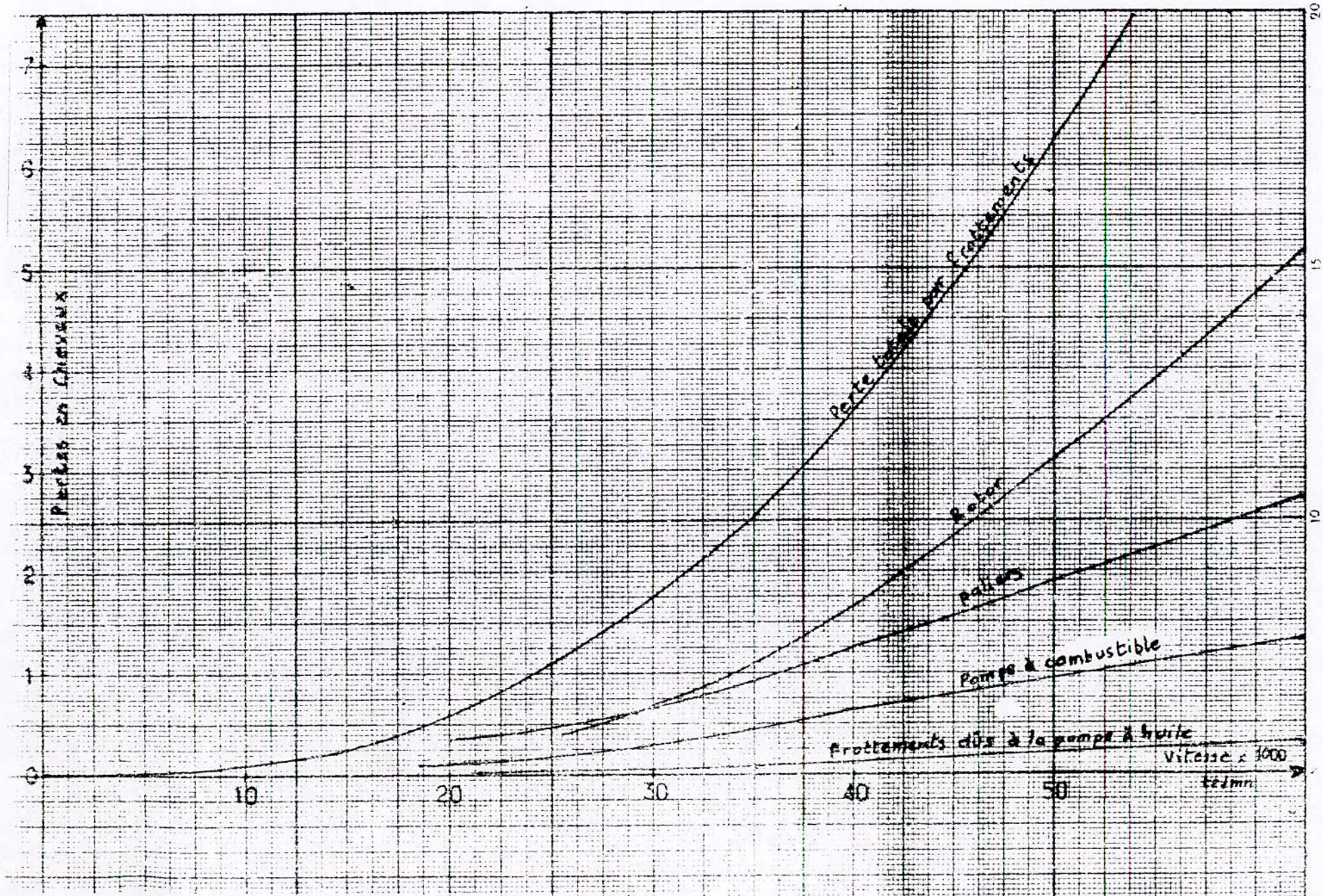
Curve n: 5c

Taux de compression R

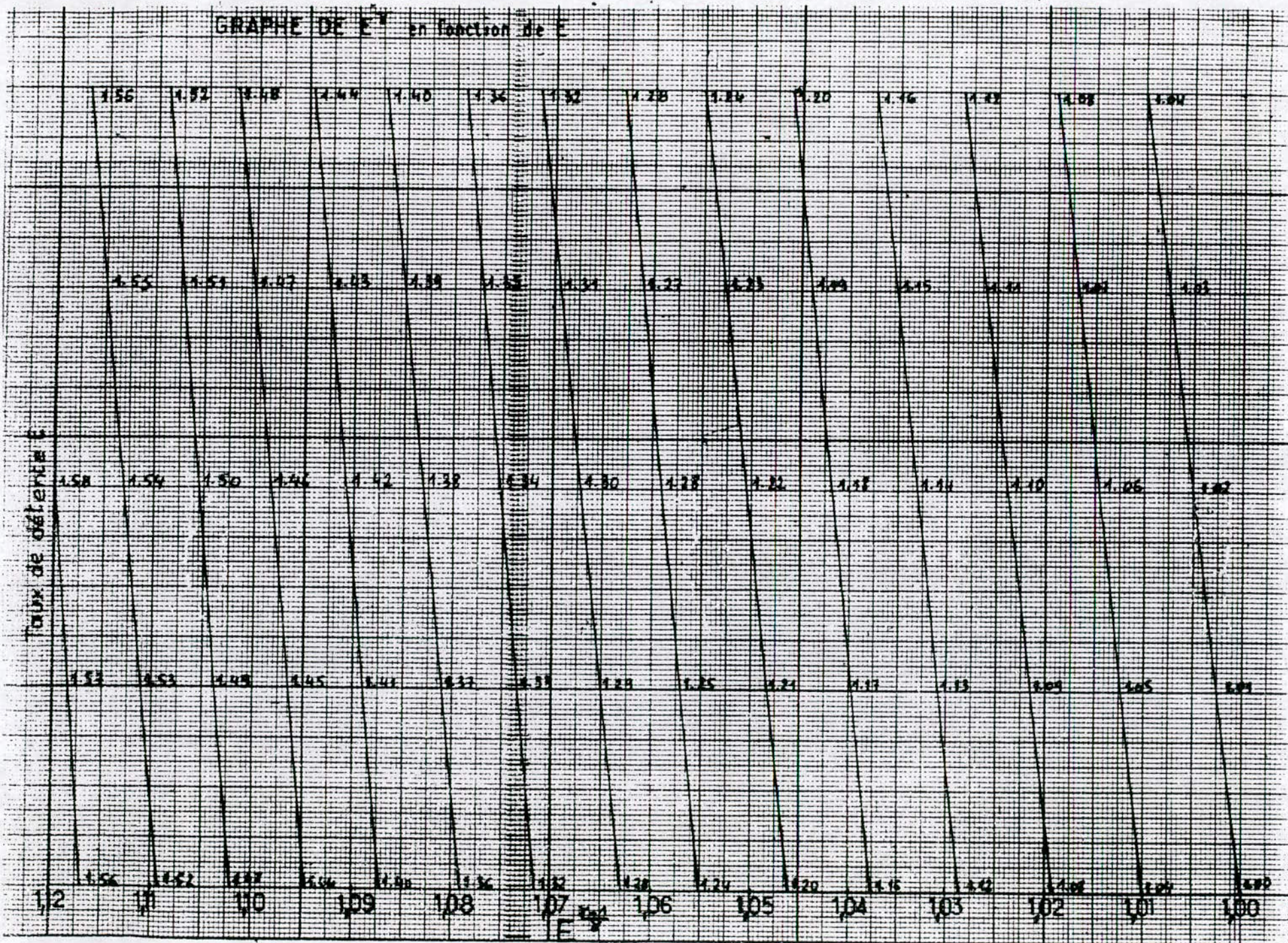


R 4288-1

77 N



GRAPHE DE E^x en fonction de E



GRAPHE DE $E^{\frac{x-1}{x}}$ en fonction de E

COURBE N° 70

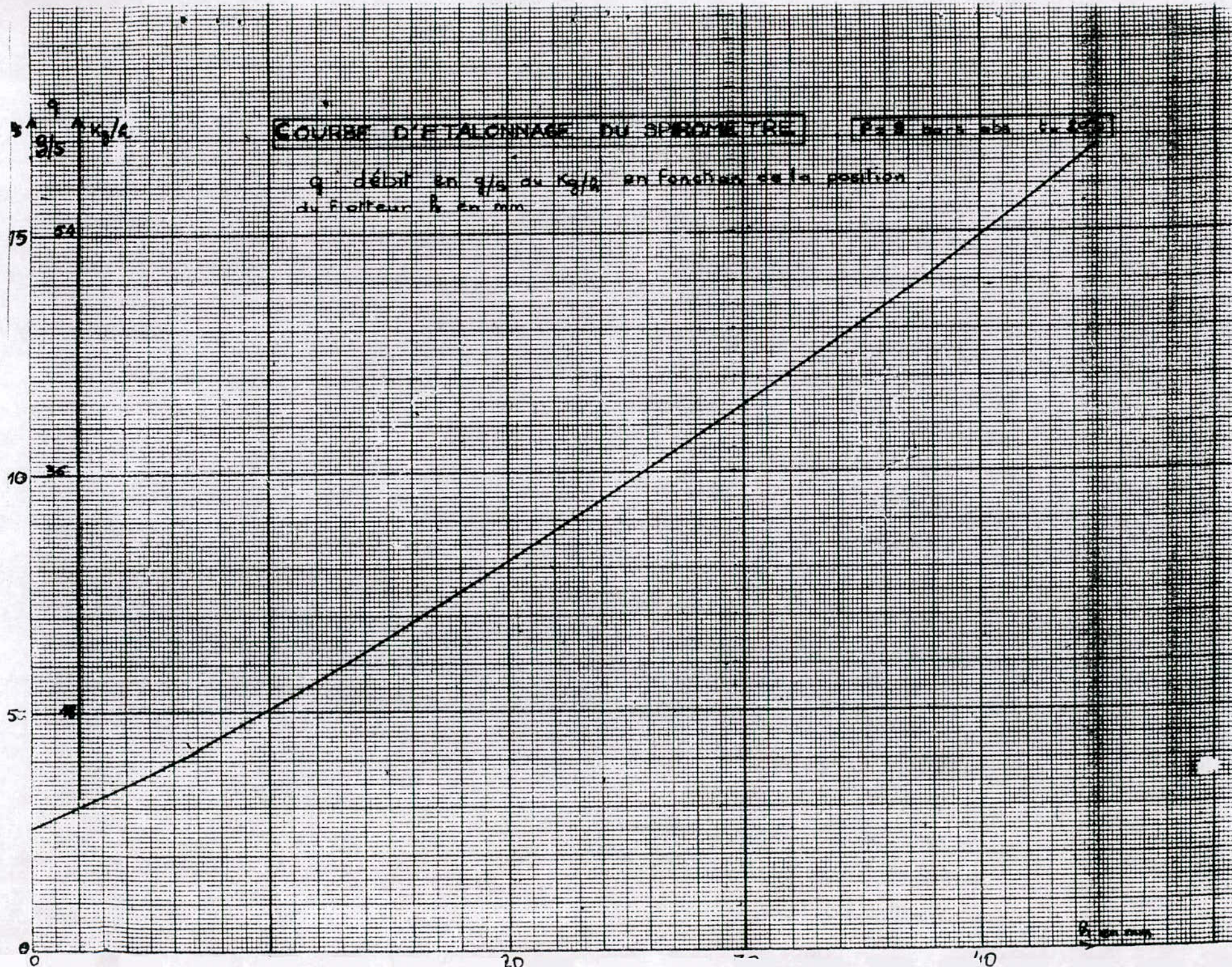


COURBE N° 7b

Taux de détente E



	4.78	4.70	4.62	4.54	4.46	4.38	4.30	4.22	4.14	4.06	3.98	3.90	3.82	3.74	3.66	3.58	3.50	
	4.84	4.76	4.68	4.60	4.52	4.44	4.36	4.28	4.20	4.12	4.04	3.96	3.88	3.80	3.72	3.64	3.56	3.48
Taux de distance E	4.88	4.74	4.66	4.58	4.50	4.42	4.34	4.26	4.18	4.10	4.02	3.94	3.86	3.78	3.70	3.62	3.54	3.46
	4.80	4.72	4.64	4.56	4.48	4.40	4.32	4.24	4.16	4.08	4.00	3.92	3.84	3.76	3.68	3.60	3.52	
	4.78	4.70	4.62	4.54	4.46	4.38	4.30	4.22	4.14	4.06	3.98	3.90	3.82	3.74	3.66	3.58	3.50	
1.48	1.47	1.46	1.45	1.44	1.43	1.42	1.41	1.40	1.39	1.38	1.37	1.36						



COURBE D'ETALONNAGE DU SPIDOMETRE

Page No. 1

q: débit en g/s ou kg/s en fonction de la position du flotteur h en mm

q
kg/s

20

10

5

0

20

40

60

h
mm