

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

Année Scolaire 1984-85

PROJET  
DE  
FIN D'ETUDES

G M.0355

SUJET: étude exergetique d'une chaudière  
de l'industrie alimentaire

AUTEUR: ABDOU DIACK

GENIE: mécanique

DIRECTEUR: Docteur-ingénieur ADRIAN. R.

CERNEA spécialiste en thermodynamique et en  
transfert de chaleur, professeur à l'EPT

CO-DIRECTEUR Mr ASSANE SECK ingénieur à la  
CODIPRAL, diplômé de l'EPT

DATE: mai 1985

## DEDICACE

Je dédie cette étude

- . A ma mère
- . A mon père
- . A mes frères et sœurs
- . A tous mes amis
- . A la huitième promotion de l'École Polytechnique de Thiès
- . A tous les hommes soucieux d'un monde meilleur où seront enrayerés la souffrance et le sous-développement; en particulier à tous les ingénieurs conscients de l'éthique qui leur est digne.
- . A ma chère patrie LE SENEGAL

J'espère que ce travail vous donnera tous, la satisfaction de ne pas avoir fourni, en ma faveur, des efforts vains.

## REMERCIEMENTS

J'exprime ma très profonde gratitude au Docteur-Ingénieur Adrian R. CERNEA, spécialiste en thermodynamique et en transfert de chaleur, directeur et initiateur du projet, pour ses conseils et sa disponibilité qu'il n'a jamais ménagés pour l'aboutissement de ce travail.

Je remercie très vivement la Direction et tout le personnel de la Compagnie de Distribution de Produits Alimentaires (CODIPRAL) de m'avoir autorisé l'accès à leur chaudière.

Je remercie singulièrement et très sincèrement Monsieur Assane SECK, co-directeur du projet, ingénieur à la CODIPRAL, diplômé de l'École Polytechnique de Thiès, de son soutien sans réserve.

Enfin mes remerciements vont à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué directement ou indirectement à ma formation et à mon épanouissement.

## SOMMAIRE

La présente étude est consacrée à l'application de la théorie exergetique dans l'analyse thermo-energetique de la chaudière. Elle vise à élucider la façon la plus correcte d'étudier l'efficacité de l'installation en identifiant les vraies pertes d'énergie et leurs causes principales.

Quelques aperçus ont été présentés sur les différents types de chaudières et leur mode de fonctionnement. L'accent est mis sur la chaudière qui intéresse particulièrement cette étude. Une analyse de la réaction physico-chimique de combustion et des équations thermodynamiques qui la caractérisent a permis l'établissement du bilan énergetique de la chaudière ou la répartition de l'énergie thermique fournie par la combustion du fuel. Abordant le sujet proprement dit à savoir la théorie exergetique appliquée à la chaudière, une attention particulière a été accordée à certains points tels que : l'exergie de la chaleur, l'exergie de l'écoulement du fluide eau-vapeur, la perte d'exergie due au transfert de chaleur à une différence finie de température, l'exergie d'un écoulement permanent dans les tuyaux horizontaux. Le bilan exergetique (ou la répartition de l'énergie utilisable) établi en identifiant toutes les exergies qui entrent dans le système et les exergies des substances qui quittent la chaudière, a permis une comparaison entre les rendements énergetique et exergetique de l'installation et de voir ainsi comment quantitativement mais surtout qualitativement la chaudière utilise l'énergie qui lui est fournie. Les résultats peu satisfaisants obtenus ont permis de procéder à quelques remarques pertinentes sur le fonctionnement de la chaudière et d'émettre quelques recommandations pratiques pour améliorer le rendement exergetique de l'installation.

# TABLE DES MATIERES

	Page
CHAPITRE 1	
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 2	
GENERALITES SUR LES CHAUDIERES	
2.1 Caracteristiques constructives et fonctionnelles des chaudières	3
2.2. Les principales parties d'une chaudière	4
2.3. Classification des chaudières	6
2.4. Caractéristique constructives et fonctionnelles de la chaudière de la CODIPRAL	11
2.5. Caractéristiques et composition chimique des fuels	14
CHAPITRE 3	
ANALYSE THERMO-ENERGETIQUE de la COMBUSTION	
3.1. Le processus de combustion.	16
3.2. Les équations chimiques de la combustion	18
3.3. La réaction physico-chimique de combustion	23
3.4. Calcul de combustion	24
CHAPITRE 4	
CONCEPT D'EXERGIE APPLIQUEE A LA CHAUDIERE	
4.1. Présentation du concept d'exergie	30
4.2. Exergie de la chaleur	30
4.3. Exergie de l'écoulement du fluide eau-vapeur	34
4.4. Ecoulement permanent dans les tuyaux horizontaux	40
4.5. Perte d'exergie due au transfert de chaleur	43

4.6. Méthode de détermination du bilan énergétique	46
--	----

## CHAPITRE 5

### BILANS ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE

5.1. Calcul de l'exergie de l'eau d'alimentation	60
5.2. Calcul de l'exergie de la vapeur	60
5.3. Calcul de l'accroissement de l'exergie du fluide eau-vapeur	60
5.4. Exergie utilisée pour le réchauffage du fuel	61
5.5. Exergie du combustible	61
5.6. Pertes d'exergie dues à la combustion incomplète	61
5.7. Pertes d'exergie par les gaz rejetés	61
5.8. Apport en exergie de l'excès d'air	62
5.9. Exergie totale à l'entrée	63
Diagrammes de Sankey	66

## CHAPITRE 6

CONCLUSION et RECOMMANDATIONS	74
-------------------------------	----

## APPENDICES

APPENDICE A : APPLICATION DES NOTIONS DE SYSTEME ET DE VOLUME DE CONTRÔLE A LA REACTION DE COMBUSTION	80
A.1. Volume de contrôle et conservation de la masse	80
A.2. Le premier principe de la thermodynamique et le volume de contrôle	82
APPENDICE B : CALCUL POUR LE BILAN ENERGETIQUE	86
Index Bibliographique	98

L'homme a de tout temps essayé de dominer la nature pour assurer sa subsistance, ou mieux pour maîtriser les lois qui gouvernent cette nature afin de pouvoir s'épanouir. Dans cette tentative de domination, diverses étapes ont été franchies de l'époque de l'empirisme pur jusqu'à celle des grandes découvertes scientifiques et techniques qui se prolongent encore aujourd'hui. Une des conséquences de ces découvertes est le développement industriel à travers ces dernières décennies. Un tel développement n'aurait été possible sans l'utilisation plus ou moins rationnelle des ressources énergétiques telles que le charbon, le pétrole et ses dérivés etc. C'est en transformant donc ces potentiels énergétiques avec la conjugaison d'innovations dans le domaine technologique que l'homme est parvenu à un essor industriel, économique voire social. Ainsi, bien utiliser les ressources qui concourent à l'obtention d'un produit c'est promouvoir davantage l'épanouissement de l'espèce humaine. Alors se pose le problème de l'utilisation rationnelle des ressources énergétiques dans les installations industrielles qu'il s'agisse de pays nantis ou de pays en voie de développement.

L'introduction du concept d'exergie dans l'analyse thermodynamique moderne des équipements thermo-énergétiques industriels répond à cet objectif. Faire l'analyse d'une installation sur la base du rapport de l'énergie produite sur l'énergie dépensée n'est plus une solution acceptable pour exprimer les performances de cette installation. Car même si on peut parler de la conservation de l'énergie et de l'équivalence entre les différentes formes d'énergie, il est aussi vrai que toute quantité de chaleur ne peut pas être intégralement convertie en travail. L'utilisation, par une source froide, de la chaleur émanant

2

d'une source chaude ne peut être que partielle et la fraction utilisable varie dans le même sens que la température sous laquelle cette chaleur est disponible, et dans le sens inverse de la température du milieu dans lequel sont rejetés les produits de la transformation. Aussi l'étude exergetique se propose de substituer au bilan thermique ou énergétique - qui ne traduit que le principe de la conservation de l'énergie en donnant les pertes dans les différentes parties d'une installation - le bilan exergetique qui lui tient compte de la dégradation de l'énergie thermique au fur et à mesure de l'abaissement de la température sous laquelle elle est disponible. Une telle analyse permet de mesurer le degré d'irréversibilité des transformations et étant donné que toute irréversibilité est synonyme de perte, elle nous permet de localiser les véritables parties causant ces pertes. Apprécier ces pertes en ne tenant compte que de la fraction transformable de l'énergie calorifique constitue une meilleure approche pour la détermination des performances d'une installation.

Pour reprendre M<sup>r</sup> Cerneo, n'est-il pas contradictoire de parler d'une crise énergétique si l'on sait que l'énergie se conserve. Ne devrait-on pas parler plutôt de crise exergetique. Nous pensons que faire une étude qui permet le choix correct d'un équipement ou qui montre les améliorations à apporter à une installation déjà existante pour rendre optimale la partie utilisée de l'énergie utilisable constitue un moyen non négligeable pour réduire la facture pétrolière qui pèse lourdement sur la balance de notre économie nationale.



## Chapitre 2 : GENERALITES SUR LES CHAUDIERES

### 2.1. Caractéristiques constructives et fonctionnelles des chaudières

Le terme chaudière désigne généralement un appareil à produire de la vapeur d'eau utilisée à des fins de chauffage ou de traitement ou tout simplement pour produire de l'eau chaude.

La chaudière transmet la chaleur produite par la combustion externe d'une source (généralement du fuel) à un fluide. Elle comprend :

- un foyer à l'intérieur duquel se déroule le processus de combustion ;
- un allumeur qui permet l'amorce de la combustion ;
- un injecteur qui réalise la pulvérisation du combustible ;
- un système de contrôle ;
- etc.

L'efficacité de la transmission de la chaleur dépend :

- des dimensions de la chambre de combustion ;
- des dimensions des surfaces de chauffe qui assurent la transmission ;
- de la circulation de la vapeur ou de l'eau chaude et des produits de combustion.

Si les chaudières étaient caractérisées par leur surface de chauffe et par la pression maximale de fonctionnement et partant par la production horaire par unité de surface, il s'est avéré plus correct de les caractériser par leur puissance thermique. En effet les performances réalisées dans les conceptions et les constructions peuvent faire varier d'une manière très appréciable les productions horaires par unité de surface de chauffe d'une chaudière à l'autre. L'efficacité globale de la chaudière peut être améliorée en jouant sur la qualité de la combustion qui réside dans la quantité d'air fourni, dans l'évacuation des gaz brûlés et dans le degré de pulvérisation du combustible. Elle peut être accrue aussi en préchauffant l'air comburant et l'eau

4

d'alimentation au moyen des gaz brûlés par exemple. On peut aussi augmenter la surface de chauffe, mais puisque chaque augmentation abaisse davantage la température des gaz brûlés, il arrive un stade où le coût induit par augmentation dépassera le gain occasionné pour l'efficacité. Il convient alors de déterminer la surface économique qui donne l'efficacité optimale pouvant résulter des aménagements de cette surface de chauffe.

La production de vapeur saturée nécessite parfois l'utilisation d'un réchauffeur de vapeur ou même l'utilisation de résurchauffeur généralement employé pour produire de la vapeur surchauffée.

## 2.2 les principales parties d'une chaudière

### 2.2.1: Le foyer:

C'est la chambre de combustion du mélange air-combustible. On parle de foyer intérieur quand il est placé à l'intérieur du corps cylindrique de la chaudière entouré par l'eau. On parle de foyer extérieur quand les flammes et les fumées se développent en dehors du corps cylindrique. Ceci nécessite une enceinte en maçonnerie réfractaire qui permet le balayage par les gaz de la surface extérieure des surfaces de chauffe avant de s'échapper par la cheminée.

### 2.2.2. Les dispositifs d'allumage

Dans les chaudières à combustible liquide ou gazeux nous avons un injecteur qui assure le mélange entre le combustible et l'air comburant et un dispositif (torche) qui permet d'amorcer le processus de combustion à l'aide d'étincelles. Dans les chaudières chauffées au charbon, on se sert de grilles fixes ou mobiles sur lesquelles s'effectue la combustion. Les grilles fixes, servant pour le chauffage à la main, sont constituées de barreaux de fonte disposés sur des sommiers et espacés de façon à permettre l'admission adéquate de l'air de combustion. Les grilles mécaniques ou grilles mobiles

comprennent plusieurs variétés. Parmi celles-ci on note celle qui consiste en un tapis métallique glissant sur des rouleaux à axe horizontal.

### 2.2.3. Les tubes d'eau.

Les tubes verticaux, horizontaux ou inclinés contiennent l'eau à chauffer et permettent sa circulation. Parmi d'autres variétés, on trouve celle dont les extrémités des tubes communiquent dans une sorte de collecteur. Les tubes sont généralement en acier à faible teneur en carbone pour une certaine plage de température. Quand la température devient très importante on emploie des aciers alliés au chrome, au molybdène, au nickel etc.

### 2.2.4 Les tubes de fumée

Dans ce cas ce sont les gaz qui circulent à l'intérieur des tubes, l'eau étant en contact avec leur surface extérieure.

### 2.2.5. Les réchauffeurs d'eau (économiseurs)

Ils servent à réchauffer l'eau d'alimentation au moyen des gaz brûlés avant que ces derniers ne soient évacués par la cheminée. On en trouve plusieurs types qui sont soit des tubes lisses ou à ailettes, droits ou coudés, soit en forme de serpentins.

### 2.2.6: Les réchauffeurs d'air

Ils sont utilisés pour préchauffer l'air de combustion avec les gaz brûlés avant qu'ils ne gagnent la cheminée. Ce procédé permet l'accélération de la réaction de combustion qui, plus complète produit moins de suies. Il permet aussi de réduire les pertes par les fumées, d'où une amélioration du rendement.

### 2.2.7 Les surchauffeurs

Constitués de tubes lisses ou à ailettes et disposés généralement en position horizontale ils permettent d'obtenir à partir de la vapeur saturée une vapeur surchauffée au moyen des gaz brûlés, quand ces gaz sont à une haute température pouvant assurer la surchauffe.

## 2.3 Classification des chaudières

Divers critères servent à classer les chaudières, parmi ceux-ci on peut noter la destination, la pression, le matériau de construction, les dimensions, la contenance des tubes, la forme et la position des tubes, la position du foyer etc. D'une manière générale on distingue deux principales catégories

- les chaudières à vapeur d'eau
- les chaudières à fluides spéciaux ou à eau chaude.

Dans une catégorie donnée, on peut distinguer plusieurs types selon qu'on considère la circulation de l'eau ou du fluide et le mode de chauffe ou d'autres dispositifs particuliers. C'est ainsi que pour les chaudières à vapeur à chauffe directe (avec foyer) on peut trouver:

- les chaudières sans circulation dirigée
- les chaudières à circulation naturelle
- les chaudières à circulation contrôlée
- les chaudières à circulation forcée.

La même répartition que ci-haut peut être faite pour les chaudières à chauffe indirecte ou de récupération en ce qui concerne la circulation de l'eau bien que les conceptions constructives soient différentes.

### 2.3.1. Les chaudières à vapeur d'eau à chauffe directe

#### 2.3.1.1 Les chaudières à circulation naturelle

Ce mode de circulation résulte d'une différence de poids entre deux colonnes de liquide dont l'une plus légère tend à s'élever et l'autre plus lourde tend à descendre. Résultat d'une différence de température entre les deux colonnes, ce phénomène se déroule à une vitesse généralement faible car la différence des densités des colonnes est modérée. Cependant dans les chaudières, les colonnes montantes et descendantes sont à la même température. Ce n'est donc pas une différence de température qui crée le déplacement mais c'est plutôt la présence de vapeur dans l'une des colonnes qui occasionne une différence de

pois, différence d'autant plus marquée que la proportion de vapeur dans la colonne ascendante est plus importante. Le volume spécifique de l'eau augmentant avec la pression et celui de la vapeur variant dans le sens inverse, toute augmentation de la pression de service entraîne une diminution de la différence de poids entre les deux colonnes et rend la circulation moins active. Ainsi quand la pression critique est atteinte (220 bars), l'eau et la vapeur ayant même volume spécifique, la circulation naturelle devient impossible. Certains types de ces chaudières ont des faisceaux tubulaires horizontaux, verticaux ou inclinés tandis que d'autres ont des écrans d'eau constituant les chambres de combustion.

### 2.3.1.2: Les chaudières à circulation contrôlée

#### 2.3.1.2.1: Les chaudières "Combustion Engineering"

La chauffe est tangentielle par brûleurs étagés placés dans les angles de la chambre de combustion. Les tubes de la chambre placés verticalement permettent de bénéficier de la convection naturelle. L'eau est aspirée dans le réservoir supérieur de la chaudière par des pompes à moteur immergé grâce à des collecteurs de descente. Des diaphragmes de gros orifices modulent la proportion, à l'entrée des tubes des écrans, de la quantité d'eau en circulation à la quantité de chaleur reçue par les tubes.

#### 2.3.1.2.2 La chaudière La Mont

Dans cette chaudière, l'émulsion eau-vapeur est assurée par une pompe de circulation. Elle est composée d'un réservoir d'eau et de vapeur. Les écrans de la chambre de combustion et le faisceau vaporisateur s'il en existe, sont soumis à l'influence de la circulation par la pompe. Dans le surchauffeur, la circulation se fait naturellement comme dans les chaudières à circulation naturelle.

Une pompe de circulation refoule l'eau dans un ou plusieurs collecteurs d'où partent les tubes vaporisateurs constituant les écrans et le faisceau. L'eau est répartie entre les différents tubes au moyen de tuyères calibrées ayant des orifices de l'ordre de 5 mm, placés à l'entrée de chaque tube. La faible dimension de l'orifice crée une perte de charge principale de chaque circuit

rendent négligeables les influences d'autres paramètres. Le diamètre des tuyères doit être tel que, à l'émulsion maximale de vaporisation, la teneur en vapeur d'eau de l'émulsion ne dépasse pas une valeur limite. Le diamètre de chaque tube est déterminé en fonction de la quantité de chaleur reçue par le tube correspondant.

### 2.3.1.3. Les chaudières à circulation forcée

Pour un seul passage, l'eau entre par l'une des extrémités du faisceau et sort par l'autre extrémité sous forme de vapeur. Il n'y a donc pas de réservoir eau-vapeur ce qui lève les problèmes liés à la pression critique. Mais elles ne sont généralement pas utilisées pour de faibles pressions car un grand volume de vapeur dans l'émulsion conduirait à un faible coefficient de transmission qui élèverait anormalement la température du métal des tubes, ce qui réduirait leur résistance et créerait des effets corrosifs.

Pour le démarrage, la chaudière à circulation est momentanément à circulation contrôlée par la fermeture du circuit sur lui-même à l'aide d'un réservoir auxiliaire d'accumulation d'eau et de vapeur et qui alimente la pompe alimentaire.

### 2.3.1.4: Les chaudières sans circulation de l'eau.

Dans ces chaudières, l'eau est animée d'un mouvement à cause seulement de la convection naturelle ou à cause du déplacement de la vapeur produite à travers la masse du liquide. La vapeur peut entraîner une forte humidité si le plan d'eau à travers lequel elle se dégage a une surface réduite et si la distance verticale entre le plan d'eau et la prise de vapeur est faible.

### 2.3.2: Les chaudières à eau surchauffée

L'eau surchauffée, peut sous une pression supérieure à la pression atmosphérique être portée à une température d'ébullition supérieure à  $100^{\circ}\text{C}$ . Ainsi un poids donné d'eau est capable de transporter plus de chaleur que dans les systèmes courants de chauffage à eau chaude fonctionnant à la pression atmosphérique. Mais les contraintes sur l'appareil limitent la

pression. Cela présente plusieurs avantages parmi lesquels une grande capacité calorifique, un réglage plus précis des températures dans le circuit, une élimination des pertes par condensation et des tuyauteries de retour, élimination des pertes par les purges et des pertes par les soupapes de sûreté, une réduction de frais d'entretien des appareils de réglage, des pompes de reprise, des détendeurs... Cependant pour des combustibles liquides (fuel) le point de rosée acide des fumées ayant une teneur relativement élevée en soufre, exige une température de retour d'environ 160°C dans la zone de retour de l'eau froide. Par contre le charbon contenant moins de soufre permet une température de retour plus basse, environ 100°C, la température de point de rosée acide étant généralement comprise entre 80 et 90°C.

Mais on doit toujours assurer une pression supérieure à la pression de vaporisation correspondant à la température de l'eau aux points considérés. On peut agir sur la température en injectant de l'eau de retour.

2.3.3. Les chaudières à fluides spéciaux.

Pour ces chaudières, les fluides ont des caractéristiques de solidification et d'ébullition répondant à certaines exigences. Composés de mélanges chimiques définis, ils ont la propriété d'avoir, sous la pression atmosphérique, une température d'ébullition supérieure à celle de l'eau. C'est ce qui favorise un grand transport de chaleur. Mais une pression trop élevée peut occasionner une pompe de circulation. Tandis que quand on peut abaisser cette pression la température élevée peut favoriser un retour par simple gravité, le fluide chauffant assurant son propre transport. Le liquide généralement utilisé dans ces chaudières est le Dowtherm (Dow heat transfer medium) Gilotherm.

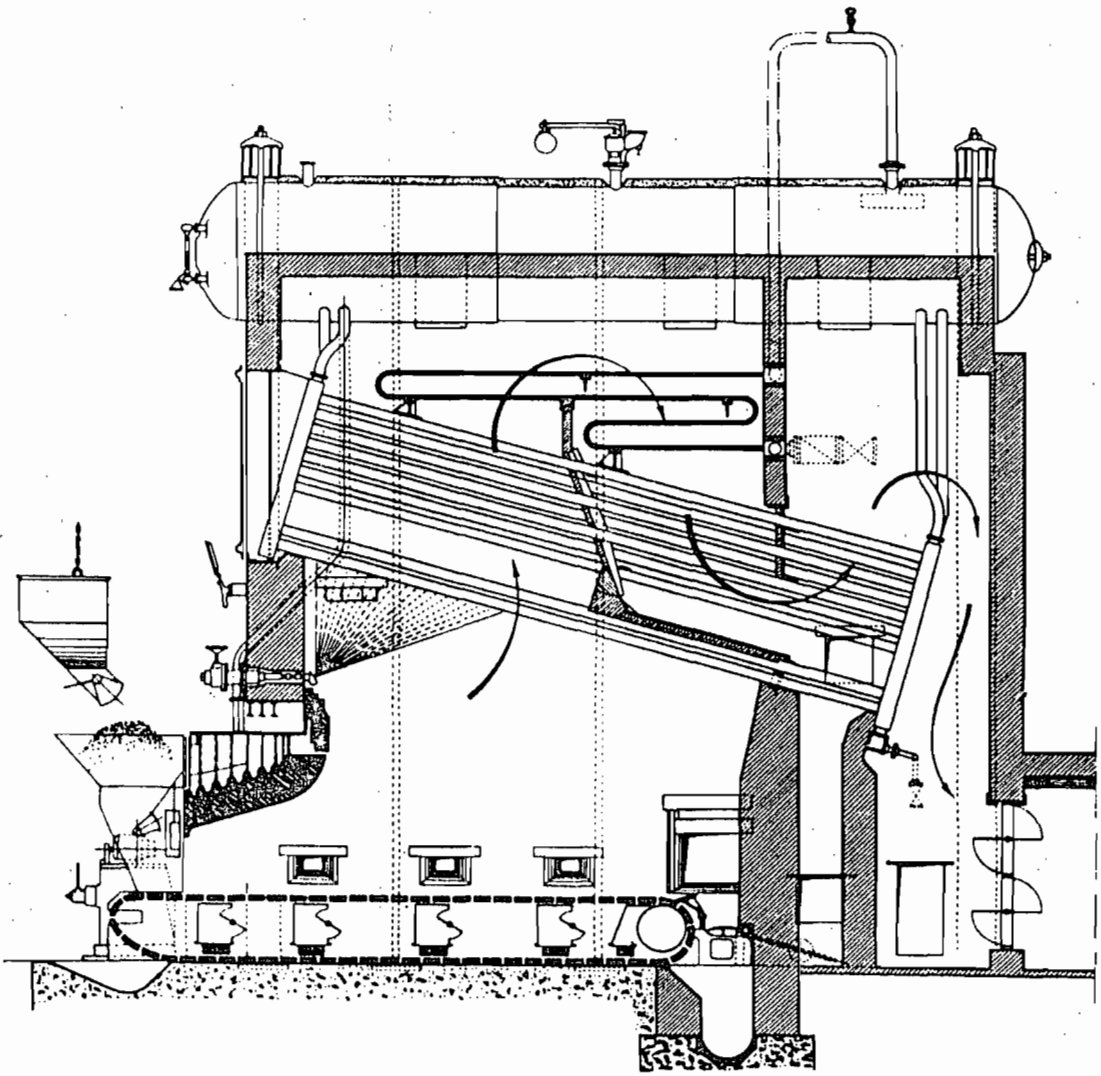


Figure 2.1 : Chaudière Babcock (à circulation naturelle) type WIF à réservoir longitudinal

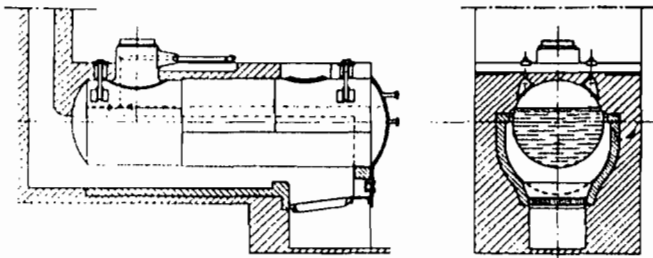


Fig. a - Chaudière cylindrique simple (construction antérieure à 1910).

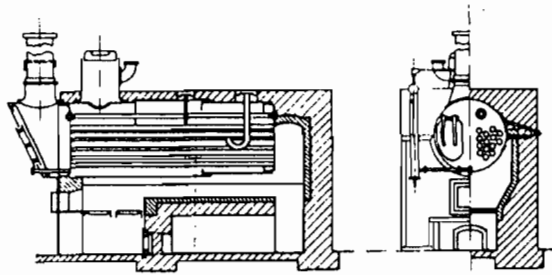


Fig. b - Chaudière cylindrique avec tubes de fumées traversant le réservoir principal (construction antérieure à 1910).

Figure 2.2 : Chaudières sans circulation de l'eau.



## 2.4. Caractéristiques constructives et fonctionnelles de la chaudière de la CODIPRAL

Les chaudières à tubes de fumées peuvent être construites avec une, deux ou trois passes pour assurer la transmission de la chaleur.

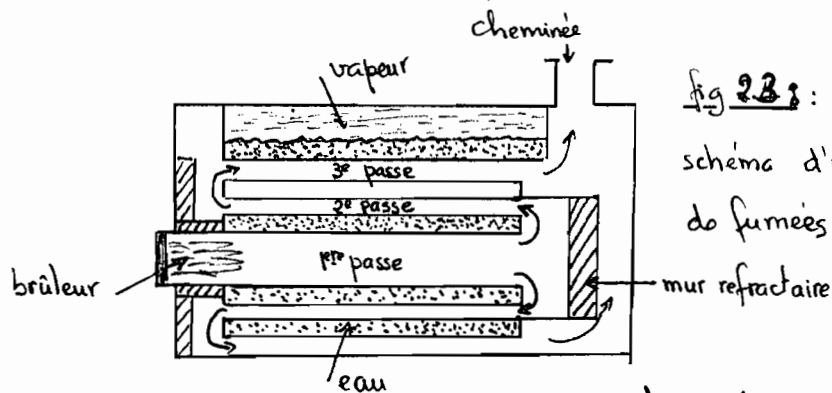


fig 2.3 : Exemple de schéma d'une chaudière à tubes de fumées avec 3 passes.

Voir plan 1

La CODIPRAL possède une chaudière WANSON à vapeur à chauffe directe avec des tubes de fumées formant avec le foyer cylindrique intérieur un système de chauffage avec trois passes, qui sont les parcours des fumées. La première passe est constituée du foyer à tôle ondulée pour éviter les risques de dilatation, la seconde passe est formée de 64 tubes disposés dans la partie inférieure tandis que la troisième comprend deux rangées de 26 tubes chacune, répartis latéralement autour du foyer. L'évacuation des fumées s'effectue par tirage naturel.

La chaudière est constituée par :

- une virole extérieure en acier ;
- deux fonds emboutis à chaud formant les plaques tubulaires ;
- un tube foyer pour la chauffe au mazout ou au gaz ;
- les tubes de fumées formant les deuxième et troisième parcours des gaz ;
- les différentes tubulures nécessaires à la pose des garnitures telles que prise de vapeur, soupapes de sécurité, manomètres, niveaux d'eau, alimentation en eau et vidange ;
- une tubulure pour l'électrode de sécurité de niveau bas ;
- une prise de vapeur pour le réchauffage du fuel ;
- etc.

### Boîtes à fumées

La boîte à fumées avant en tôle d'acier avec la façade amovible calorifugée est munie à sa partie inférieure d'une trappe à suie.

La façade arrière est constituée d'une porte maintenue par une potence et qui permet une ouverture facilitant l'accès.

### Calorifuge

L'isolation thermique de la chaudière est réalisée avec un matelas calorifuge en fibres de verre. Les fibres de verres sont obtenues à partir d'un étirage d'une composition verrière. Cet étirage peut être réalisé mécaniquement, par jet de vapeur, ou mécaniquement et par jet de gaz. La composition verrière détermine la résistance à la température. Pour les verres tendres, elle est de l'ordre de 500°C. et pour les verres réfractaires elle peut atteindre 700°C et même davantage. La conductibilité est influencée par trois facteurs principaux : le diamètre des fibres, le poids spécifique du produit et la quantité de matière non fibrée.

### Garnitures

Elles sont composées :

- d'un manomètre à cadran muni d'un robinet ;
- d'une vanne de prise de vapeur principale et d'une vanne de vidange à ouverture rapide ;
- d'un clapet de retenue avec robinet d'arrêt pour l'alimentation en eau ;
- d'un dispositif de sécurité supplémentaire de niveau bas par électrode et signal sonore ;
- de deux indicateurs de niveau d'eau ;
- d'un contrôleur de niveau électrique doublé de régulateur pneumatique .

### Alimentation en eau

L'alimentation est assurée par une moto-pompe centrifuge multicellulaire d'une hauteur manométrique totale de 20 bars.

## Air comburant

13

L'air comburant est aspiré par un moto-ventilateur qui à l'aide d'une turbine équilibrée prend cet air de l'ambiance sans aucun prétraitement.

## Équipement brûleur

L'équipement de chauffe entièrement automatique comporte un brûleur à modulation progressive qui permet de suivre les fluctuations de débit de vapeur. Ce brûleur est constitué :

- d'un casing métallique composé d'un cône de flamme, d'un directeur d'air, d'un turbulateur, d'un gueulard et d'un regard de contrôle;
- d'une canne-brûleur alimentant le dispositif de pulvérisation;
- d'un dispositif de pulvérisation avec pastille et atomiseur qui permet la qualité de la pulvérisation à tous les régimes;
- d'un allumeur électricité-gaz muni d'une électrode flexible et d'une vanne magnétique.

## Groupe de préparation mazout

Ce groupe permet d'assurer, grâce à une pompe à engrenage, l'alimentation en fuel du brûleur. Ce fuel est chauffé avec la vapeur ou des résistances électriques. Des éléments tels que filtre, vanne de sectionnement, clapet, vanne mélangeuse et de by-pass, purgeur d'évacuation... assurent une alimentation convenable aussi bien en quantité qu'en qualité (température, viscosité etc.).

## Autres accessoires

La chaudière est équipée aussi d'une bêche alimentaire d'eau avec des appareils de traitement de l'eau d'alimentation, tels que adoucisseurs. En plus de la bêche de stockage du fuel, il y a une bêche alimentaire de dimensions plus petites qui permet l'alimentation du brûleur et qui reçoit aussi la portion by-passée du fuel préchauffé. La chaudière a une capacité de 7050 litres, une puissance nominale de 4000 kg/heure, une surface de chauffe de 121 m<sup>2</sup> et un timbre de 18 bars.

## 2.5. Caractéristiques et composition chimique des fuels.

### 2.5.1 Composition

Les fuels sont des mélanges d'hydrocarbures avec comme constituants principaux le carbone et l'hydrogène. Mais aussi suivant leur origine ils renferment des teneurs relativement importantes en soufre, en azote, en cendres minérales et en eau.

Ce sont généralement des produits extraits de pétrole bruts mais ils peuvent être également des huiles de goudron de houille ou de lignite ou des extraits de schistes bitumeux. Les fuels provenant du pétrole peuvent être classés en trois grandes catégories.

1°) les fuels composés uniquement de distillats, provenant soit de distillations à partir des bruts, soit des distillations des produits ayant passé dans des unités de cracking. Les combustibles très fluides sont destinés aux installations de faible puissance, au chauffage domestique en particulier.

2°) les combustibles lourds essentiellement composés des résidus de distillation et destinés aux usages industriels.

3°) des mélanges des deux catégories précédentes, utilisables dans les chaufferies domestiques relativement importantes et dans certaines unités industrielles.

### 2.5.2. Caractéristiques.

Les fuels sont caractérisés par certaines propriétés dont les plus importantes sont :

1°) la densité : elle est généralement mesurée à  $15^{\circ}\text{C}$  et est très utile pour les mesures de combustibles effectuées suivant des méthodes volumétriques. On peut trouver plusieurs autres caractéristiques du combustible en fonction de cette densité.

#### 2°) Composition chimique

La composition chimique est déterminée par analyse et elle est donnée

sous forme de pourcentages massiques des différents constituants du combustible.

### 3°) pouvoirs calorifiques.

C'est la quantité de chaleur libérée par la combustion complète d'un kilogramme de fuel quand les gaz sont ramenés à la même température que les réactifs. On distingue deux types de pouvoirs calorifiques :

- le pouvoir calorifique inférieur, noté PCI, pour lequel l'eau est présente dans les gaz sous forme de vapeur.

- le pouvoir calorifique supérieur, noté PCS, pour lequel l'eau se trouve sous forme condensée dans les gaz produits.

Ces deux pouvoirs calorifiques peuvent être déterminés pour une combustion complète à volume constant, à pression constante ou mixte. Il existe une relation entre le pouvoir calorifique supérieur et celui inférieur qui s'exprime ainsi :

$$PCI = PCS - m_{H_2O} \times r$$

$m_{H_2O}$  masse de la fraction d'eau dans les gaz, eau provenant de la combustion de l'hydrogène.

$r \approx 2500 \text{ kJ/kg}$  est la chaleur latente de vaporisation de l'eau.

### 4°) viscosité

Elle est importante en ce sens qu'elle influence la qualité de la combustion car elle influence la qualité de la pulvérisation du fuel et le pompage de celui-ci.

### 5°) Point éclair:

C'est la température pour laquelle le fuel émet suffisamment de vapeur au travers d'un orifice pratique dans le couvercle d'un creuset standard pour qu'on puisse enflammer le mélange air-vapeur provoqué.

## Chapitre 3 : ANALYSE THERMO.ENERGETIQUE de la COMBUSTION

### 3.1. Le processus de combustion

Le processus de combustion consiste en l'oxydation de certains éléments oxydables du fuel. C'est donc une réaction au cours de laquelle il y a un échange d'électrons entre le combustible (donneur) et le comburant (accepteur). On distingue deux types de combustion :

- une combustion lente (sans flamme)
- une combustion vive avec production d'une flamme délimitant l'espace où se produit la combustion.

Quelle que soit la composition du mélange combustible-comburant une combustion lente peut toujours avoir lieu. Cependant pour qu'il y ait combustion vive, il faut que les proportions combustible-comburant soient comprises dans certaines limites appelées limites d'inflammabilité et il faut que soit créé un point d'amorçage dans le mélange en élevant sa température. La valeur minimale de cette température qui favorise l'amorçage est appelée température d'inflammabilité. Il est à noter que la réaction de combustion peut être l'aboutissement de plusieurs réactions dont nous ne tenons pas compte dans notre étude. Nous nous intéresserons surtout sur les réactifs et les produits de combustion.

Dans la plupart des réactions de combustion, le comburant n'est pas de l'oxygène pur mais de l'air généralement pris directement de l'atmosphère et suppose avoir une composition constante. A toute fin pratique, on considère donc les calculs de combustion que l'air est composé d'oxygène et d'azote dans les rapports volumétriques ou moléculaires respectifs de 0,21 et 0,79

Ainsi les rapports massiques respectifs sont 0,23 et 0,77.

En plus nous supposons qu'une mole de gaz occupe dans les conditions normales (0°C et 1atm) un volume de 22,4 litres.

Les volumes des gaz de combustion seront ramenés dans ces conditions normales. La combustion du soufre est supposée donner du  $\text{SO}_2$  et nous négligerons la combustion d'une fraction de ce  $\text{SO}_2$  qui pourrait donner du  $\text{SO}_3$ . Ne tenant pas compte aussi de la combustion de l'azote, celui-ci sera supposé intégralement présent dans les produits de combustion.

On parle de combustion complète quand tous les éléments du combustible sont effectivement brûlés complètement au cours de la réaction. Dans le cas contraire la combustion est dite incomplète.

Pour une certaine quantité de fuel, il y a une quantité d'air nécessaire et suffisante pour assurer sa combustion complète, dite combustion stoechiométrique. Quand la quantité de fuel est égale à un kilogramme, l'air ainsi fourni est appelé pouvoir comburivore du combustible, ou volume théorique. Il peut arriver qu'un volume d'air supérieur ou inférieur au volume théorique soit utilisé dans un processus de combustion.

Le rapport  $\lambda$  défini comme ci-dessous :

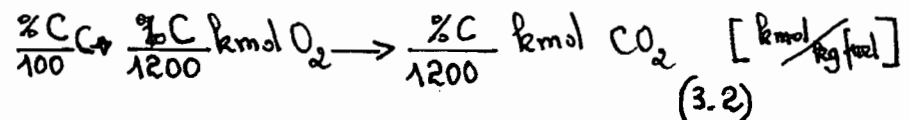
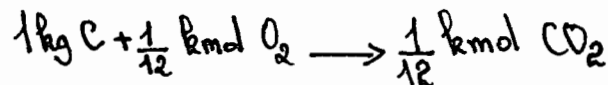
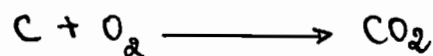
$$\lambda = \frac{\text{quantité d'air réellement utilisé}}{\text{quantité d'air théorique}} \quad (3.1)$$

est appelé le coefficient d'excès d'air. On peut avoir  $\lambda \geq 1$  ou  $\lambda < 1$ . Dans tous les cas on parle d'excès d'air bien qu'il s'agisse de défaut d'air dans le cas où  $\lambda < 1$ , pour lequel on obtient inévitablement une combustion incomplète avec production de monoxyde de carbone (CO) ou au pire cas il peut rester des particules de carbone ou d'autres composants non brûlés.

### 3.2. Les équations chimiques de la combustion

Considérons la combustion complète d'un kilogramme de fuel composé de carbone, d'hydrogène, d'oxygène, de soufre et d'azote dont on connaît la composition massique. Pour une combustion stoechiométrique nous avons la possibilité de considérer la combustion séparée de chaque constituant pris isolément.

#### 3.2.1. Combustion du carbone



Donc le volume d'air nécessaire vaut:

$$V_{\text{air}}^C = \frac{\%C}{1200} \times 22,4 \times \frac{1}{0,21} = 0,0889 \%C \text{ Nm}^3 \text{ air} / \text{kg fuel} \quad (3.3)$$

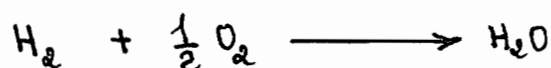
(Nm<sup>3</sup>: normal-mètre-cube spécifiant les conditions normales 0°C et 1atm)

Il en résulte un volume de gaz de combustion de:

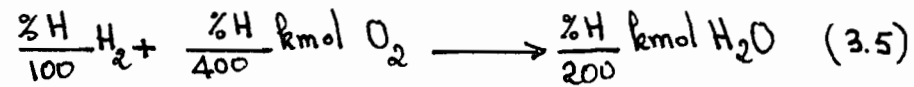
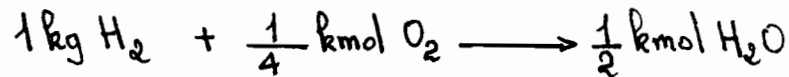
$$V_{\text{gc}}^C = \left[ \frac{\%C}{1200} \text{ kmol } CO_2 + 3,76 \frac{\%C}{1200} \text{ kmol } N_2 \right] \times 22,4$$

$$V_{\text{gc}}^C = 0,0889 \%C \text{ Nm}^3 / \text{kg fuel}. \quad (3-4)$$

#### 3.2.2. Combustion de l'hydrogène







Le volume d'air nécessaire sera

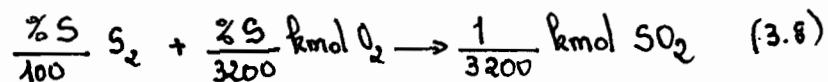
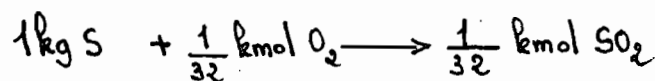
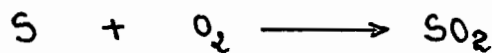
$$V_{\text{air}}^{\text{H}_2} = \frac{\%H}{400} \times 22,4 \times \frac{1}{0,21} = 0,2667 \%H \text{ Nm}^3 / \text{kg fuel} \quad (3.6)$$

le volume de gaz de combustion sera

$$V_{\text{gc}}^{\text{H}_2} = \left[ \frac{\%H}{200} \text{ kmol H}_2\text{O} + 3,76 \frac{\%H}{400} \text{ kmol N}_2 \right] \times 22,4$$

$$V_{\text{gc}}^{\text{H}_2} = 0,3226 \%H \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel}} \quad (3.7)$$

### 3.2.3. Combustion du soufre



Le volume d'air nécessaire sera déterminé ici en supposant que une partie de l'oxygène nécessaire est constituée par l'oxygène contenu dans le combustible. Le volume d'oxygène tiré de l'air sera.

$$V_{\text{O}_2}^{\text{air}} = \frac{\%S}{3200} \times 22,4 - \frac{\%O}{100} \times 22,4 \times \frac{1}{32}$$

$$V_{\text{O}_2}^{\text{air}} = 9007 (\%S - \%O) \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel}} \quad (3.9)$$

Ainsi le volume d'air nécessaire pour la combustion du soufre sera:

$$V_{\text{air}}^S = \frac{0,007(\%S - \%O)}{0,21}$$

$$V_{\text{air}}^S = 0,0333(\%S - \%O) \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel.}} \quad (3.10)$$

et le volume des gaz comburés sera

$$V_{\text{gc}}^S = \left[ 0,0333(\%S - \%O) \times 0,79 + \frac{\%S}{3200} \right] \times 22,4$$

$$V_{\text{gc}}^S = 0,0333\%S - 0,0263\%O \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel.}} \quad (3.11)$$

#### 3.2.4. Cas de l'azote

L'azote contenu dans le combustible est supposé se retrouver intégralement dans les gaz comburés sous forme de gaz occupant un volume égal à

$$V_{\text{gc}}^{N_2} = \frac{\%N}{2800} \times 22,4$$

$$V_{\text{gc}}^N = 0,008\%N \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel.}} \quad (3.12)$$

#### 3.2.5. Formules générales

En récapitulant, nous avons pour la combustion stoechiométrique d'un kilogramme de combustible, négligeant les proportions en cendres, en eau... dans la composition pour ne tenir compte que des pourcentages en carbone, en soufre, en hydrogène, en oxygène et en azote, les volumes ci-après.

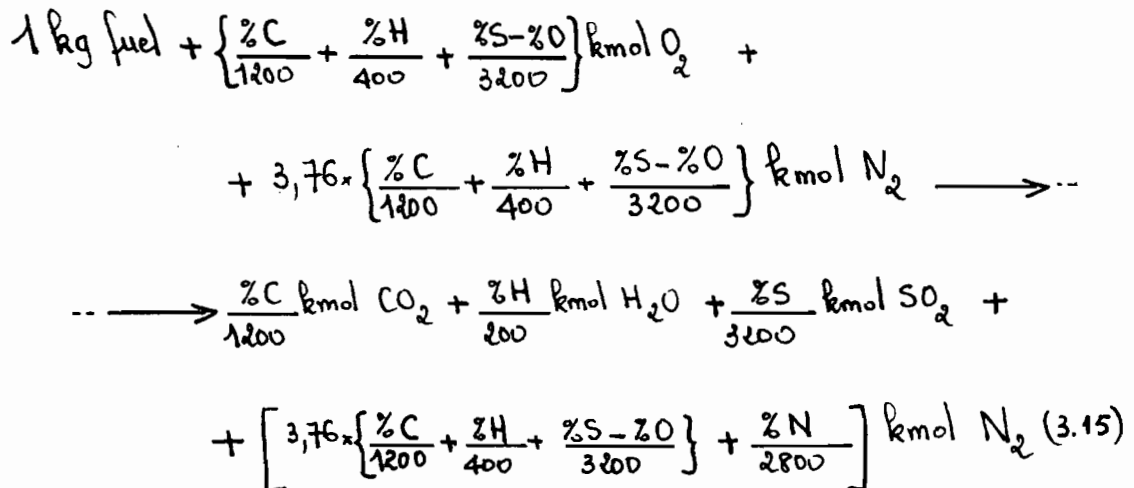
1) volume total d'air nécessaire:  $V_{\text{air}}$

$$V_{\text{air}} = 0,0889\%C + 0,2667\%H + 0,0333(\%S - \%O) \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel.}} \quad (3.13)$$

e°) Volume total des gaz combustibles :  $V_{gc}$

$$V_{gc} = 0,0889\%C + 0,3226\%H + 0,0333\%S - 0,0263\%O + 0,008\%N \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel}} \quad (3.14)$$

Et l'équation générale de la combustion théorique s'écrit :



### Equations pour une combustion avec excès d'air

Nous employerons les notations suivantes :

$O_{\min}$  = quantité minimale d'oxygène nécessaire en  $\text{kg } O_2 / \text{kg fuel}$ .

$O_{\min}$  = quantité minimale d'oxygène nécessaire en  $\text{Nm}^3 O_2 / \text{kg fuel}$ .

$O_{\min_m}$  = quantité minimale d'oxygène nécessaire en  $\text{kmol } O_2 / \text{kg fuel}$ .

$L_{\min}$  = quantité minimale d'air nécessaire en  $\text{kg air} / \text{kg fuel}$ .

$L_{\min}$  = quantité minimale d'air nécessaire en  $\text{Nm}^3 \text{ air} / \text{kg fuel}$ .

$L_{\min_m}$  = quantité minimale d'air nécessaire en  $\text{kmol air} / \text{kg fuel}$ .

$l$  = quantité d'air réellement utilisée en  $\text{kg air} / \text{kg fuel}$ .

$L$  = quantité d'air réellement utilisée en  $\text{Nm}^3 \text{ air} / \text{kg fuel}$ .

$L_m$  = quantité d'air réellement utilisée en  $\text{kmol air} / \text{kg fuel}$ .

Le coefficient d'excès d'air  $\lambda$  peut s'exprimer alors comme il suit.

22

$$\lambda = \frac{L}{L_{\min}} = \frac{L_M}{L_{\min M}} = \frac{l}{l_{\min}}$$

et nous avons les relations suivantes

$$L_{\min M} = \frac{O_{\min M}}{0,21} \quad \text{kmol air / kg fuel} \quad (3.16)$$

$$L_{\min} = \frac{O_{\min}}{0,21} \quad \text{Nm}^3 \text{ air / kg fuel} \quad (3.17)$$

$$l_{\min} = \frac{o_{\min}}{0,23} \quad \text{kg air / kg fuel.} \quad (3.18)$$

Si nous désignons par  $n_{O_2}$ ,  $n_{N_2}$  les nombres de kilomoles respectivement d'oxygène et d'azote dans les gaz comburés et par  $n_{gc}$  le nombre de kilomoles de gaz comburés nous pouvons écrire dans le cas d'une combustion complète d'un kilogramme de fuel

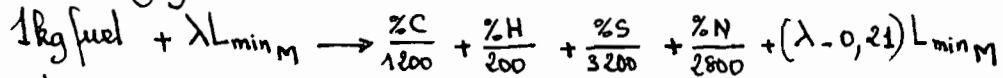
$$\begin{aligned} n_{N_2} &= 0,79 L_M + \frac{\% N}{2800} \\ &= 0,79 \lambda L_{\min M} + \frac{\% N}{2800} \quad \frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}} \quad (3.19) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} n_{O_2} &= \lambda O_{\min M} - O_{\min M} = (\lambda - 1) O_{\min M} \\ &= 0,21 (\lambda - 1) L_{\min M} \quad \frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}} \quad (3.20) \end{aligned}$$

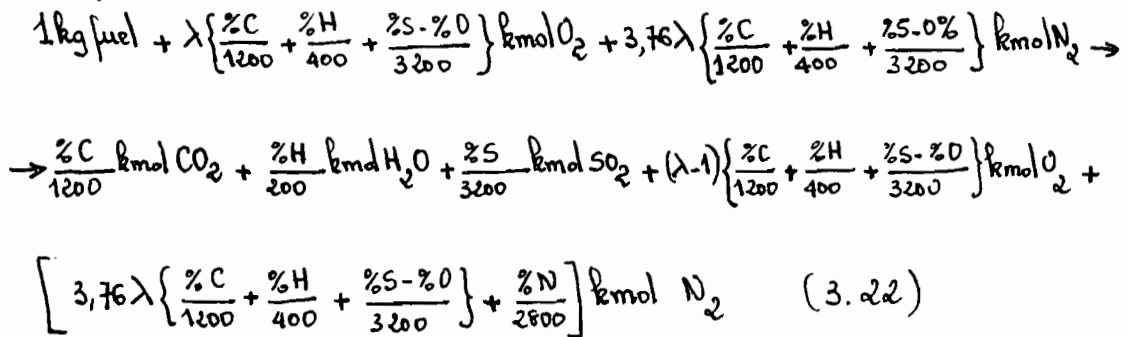
$$\begin{aligned} n_{gc} &= \frac{\% C}{1200} + \frac{\% H}{200} + \frac{\% S}{3200} + \frac{\% N}{2800} + 0,79 \lambda L_{\min M} \\ &\quad + 0,21 (\lambda - 1) L_{\min M} \quad \frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} n_{gc} &= \frac{\% C}{1200} + \frac{\% H}{200} + \frac{\% S}{3200} + \frac{\% N}{2800} + (\lambda - 0,21) L_{\min M} \quad \frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}} \\ &\quad (3.21) \end{aligned}$$

Nous pouvons écrire donc pour la combustion complète d'un kilogramme de fuel, la correspondance suivante entre les kilomoles d'air comburant et celles des gaz comburés.



Ce qui donne :



### 3.3. La réaction physico-chimique de combustion.

Toute réaction chimique s'accompagne d'un effet thermique pouvant être une absorption ou un dégagement de chaleur. S'il s'agit d'absorption, la réaction est dite endothermique ; dans le cas contraire, elle est exothermique et c'est le cas des réactions de combustion.

#### 3.3.1. Chaleur de formation

On définit la chaleur de formation d'un corps comme la quantité de chaleur mise en jeu lors de la formation de ce corps à partir de ses éléments constitutifs.

#### 3.3.2. Chaleur de combustion

Pour une substance oxydable, la chaleur mise en jeu lors de sa combustion est appelée chaleur de combustion. Cette quantité de chaleur est indépendante des états intermédiaires de la réaction ; elle ne dépend que de l'état initial et de l'état final. Pour un corps simple, la chaleur de combustion n'est rien d'autre que sa chaleur de formation. Pour un corps composé, la chaleur de combustion est égale à la quantité de chaleur libérée par la combustion de chacun des constituants élémentaires du corps augmentée de la chaleur de formation de ce corps.

### 3.4. Calcul de combustion

Nous avons :  $\Delta H = Q = \sum_j (N_j \bar{h}_j)_{\text{prod}} - \sum_i (N_i \bar{h}_i)_{\text{react.}}$  (3.23)

$\bar{h}_j$  considérée pour la température et la pression de sortie des gaz comburés  
 $\bar{h}_i$  prise à la température et à la pression de réaction

Mais pour un même corps on peut trouver différentes valeurs de  $\bar{h}$  dans des tables différentes, dépendant des références pour les enthalpies que les différents auteurs avaient fixées pour établir ces tables. Pour des fins de démonstration, nous allons utiliser la référence la plus courante c'est à dire celle correspondant à un état de 25°C (298K) et 1 atm.

L'enthalpie d'un élément pur est considérée nulle dans cet état de référence, élément pur étant pris pour corps simple. Pour un corps simple formé à partir de ses éléments constitutifs nous aurons

réf (2):  $\Delta \bar{h}_f = \bar{h}_{\text{composé}} - \sum \bar{h}_{\text{élément}}$  (3.24)

Mais  $\bar{h}_{\text{élément}} = 0 \Rightarrow \Delta \bar{h}_f = \bar{h}_{\text{composé}}$  (3.25)

$\Delta \bar{h}_f$  : enthalpie molaire de formation du composé notée  $\Delta \bar{h}_f^0$  dans l'état standard de 25°C et 1 atm.

Les gaz de combustion pouvant être assimilés à des gaz parfaits nous négligerons l'effet de la pression et la valeur de l'enthalpie d'un corps  $i$ , dans un état spécifique de température peut s'exprimer comme suit

$$\bar{h}_{i,T} = \Delta \bar{h}_f^0 + (\bar{h}_T - \bar{h}_{298})_i \quad (3.26)$$

où  $\bar{h}_T$  est l'enthalpie dans l'état considéré et  $\bar{h}_{298}$  l'enthalpie à 25°C

$$\rightarrow Q = \sum_j N_j (\Delta \bar{h}_f^\circ + \bar{h}_T - \bar{h}_{298})_{j \text{ produits}} - \sum_i N_i (\Delta \bar{h}_f^\circ + \bar{h}_T - \bar{h}_{298})_{i \text{ réactifs}} \quad (3.27)$$

$$\text{Notons } \Delta H_R^\circ = \sum_j N_j (\Delta \bar{h}_f^\circ)_{j \text{ produits}} - \sum_i N_i (\Delta \bar{h}_f^\circ)_{i \text{ réactifs}} \quad (3.28)$$

$\Delta H_R^\circ$  représente le pouvoir calorifique supérieur du fuel pur dans l'état standard.

$$Q = \Delta H_R^\circ + \sum_j N_j (\bar{h}_T - \bar{h}_{298})_{j \text{ produits}} - \sum_i N_i (\bar{h}_T - \bar{h}_{298})_{i \text{ réactifs}} \quad (3.29)$$

Cependant notre combustible n'a pas de formule chimique donnée, Par conséquent nous ne pourrions pas trouver la valeur de son enthalpie dans les tables thermodynamiques.

Nous allons donc calculer  $Q$  à une température qui sera telle que le dernier terme du membre de droite de l'équation ci-haut puisse être déterminé. Nous allons donc généraliser l'équation ci-haut en choisissant une référence telle que

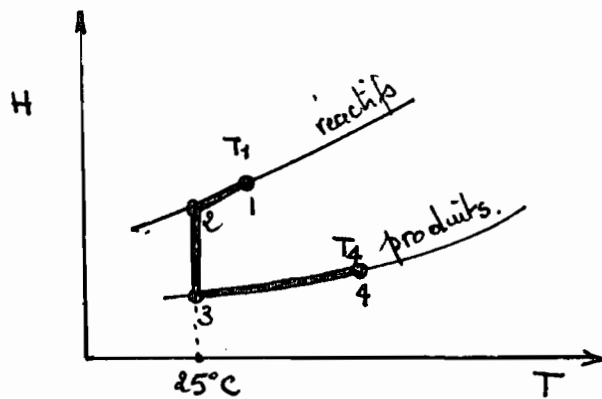
$$(H_T - H_{\text{référence}})_{\text{fuel}} = 0$$

Cette température de référence sera donc la température d'entrée du fuel.

→ L'enthalpie étant une fonction d'état, peu importe le chemin suivi par la transformation, la quantité de chaleur dégagée sera la même ; si nous connaissons les conditions à l'entrée et à la sortie, nous pourrions évaluer la chaleur libérée.

Nous allons schématiser, à l'aide d'un graphique de l'enthalpie en fonction de la température, l'évolution de la

26  
transformation.



Pour une température d'entrée  $T_1$  des réactifs et une température de sortie  $T_4$  des gaz brûlés, nous pouvons calculer la quantité de chaleur dégagée par la réaction de combustion.

$$Q = \sum_i (H_2 - H_1)_{i \text{ réactifs}} + H_3 - H_2 + \sum_j (H_4 - H_3)_{j \text{ produits}} \quad (3.30)$$

Mais  $H_3 - H_2 = \Delta H_R^\circ$ . Ce qui donne

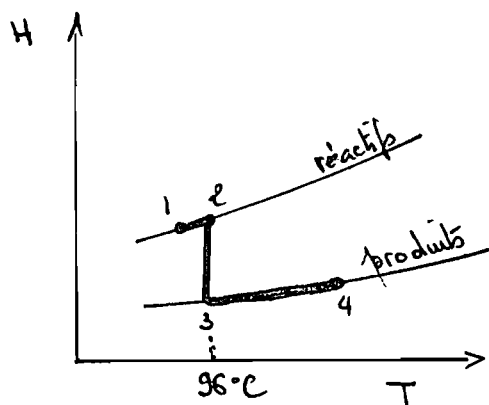
$$(3.31) \quad Q = \Delta H_R^\circ + \sum_i (H_2 - H_1)_{i \text{ réactifs}} + \sum_j (H_4 - H_3)_{j \text{ produits}}$$

Dans cette formule, nous avons considéré une transformation qui passe par l'isotherme  $t = 25^\circ\text{C}$ . pour obtenir dans l'expression de la quantité de chaleur dégagée le pouvoir calorifique supérieur à  $25^\circ\text{C}$ . Cependant pour le cas du fuel nous ne pouvons pas trouver des tables thermodynamiques qui nous permettront de calculer la différence d'enthalpie  $(H_2 - H_1)_{i \text{ fuel}}$

Nous choisissons donc une transformation qui passera par l'isotherme  $t = 96^\circ\text{C}$ . qui est la température moyenne d'entrée du fuel dans le brûleur. Ainsi le terme  $(H_2 - H_1)_{i \text{ fuel}}$  sera nul. dans l'expression de  $Q$



La situation est la suivante



$$\Phi = (H_2 - H_1)_{i_{\text{air}}} + H_3 - H_2 + \sum_j (H_4 - H_3)_{i_{\text{produits}}} \quad (3.32)$$

en effet  $(H_2 - H_1)_{i_{\text{fuel}}} = 0$  car pour le cas du fuel  $1=2$

Soit  $\Delta H_R = H_3 - H_2$ .

Dépendant de la pression partielle de l'eau dans les gaz brûlés,  $\Delta H_R$  peut représenter :

- le pouvoir calorifique supérieur du fuel à  $96^\circ\text{C}$  si la température de saturation de l'eau à la pression partiel. le obtenue est supérieure à  $96^\circ\text{C}$  ;

- le pouvoir calorifique inférieur du fuel à  $96^\circ\text{C}$  si cette température de saturation est inférieure à  $96^\circ\text{C}$

Par ailleurs, nous avons, pour le pouvoir calorifique supérieur (PCS) la relation suivante

$$(3.33) \quad \text{PCS} = 46,434 + 3,169 d - 8,793 d^2 \left[ \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right] \quad (1) \quad [\text{J}]$$

où  $d$  est la densité du fuel à la température qui correspond au pouvoir calorifique supérieur recherché.

Connaissant la valeur de la densité du fuel à  $15^\circ\text{C}$ , nous avons obtenu une relation qui nous donne la variation de cette densité en fonction de la température

Si nous désignons par

$d_{15}$  = densité à  $15^\circ\text{C}$

$d_t$  = densité à la température  $t$ , nous avons.

$$d_t = d_{15} - K(t-15) \quad \text{réf (5)} \quad (3.34)$$

Les valeurs de  $K$  sont fournies dans le tableau suivant

$d_{15}$	0,800	0,825	0,850	0,875	0,900	0,925	0,950	>0,950
$K \times 10^3$	0,7	0,68	0,655	0,645	0,64	0,635	0,63	0,6

: tableau donnent les valeurs du coefficient  $K$  réf (5)

En remplaçant  $d$  par  $d_t$  dans l'équation (1), nous obtenons

$$PCS = 46,434 + 3,169 [d_{15} - K(t-15)] - 8,793 [d_{15} - K(t-15)]^2 \quad \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \quad (3.35)$$

réf (18)

Cherchant à déterminer la pression partielle de l'eau, nous considérons que la combustion s'effectue à la pression d'entrée du fuel dans l'injecteur, cas ultime. Cette pression a une valeur moyenne de 18 bars. Nous avons donc:

$$p_{\text{eau}} = 18 \times \frac{N_{\text{eau}}}{N_{\text{produits}}} \quad \text{bars.} \quad (3.36)$$

où  $p_{\text{eau}}$  = pression partielle de l'eau

$N_{\text{eau}}$  = nombre de kilomoles d'eau dans les produits

$N_{\text{produits}}$  = nombre total de kilomoles dans les produits

Avec l'isotherme  $t = 96^\circ\text{C}$  ou  $369\text{K}$  nous avons :

$$Q = PC_{369} + \sum_j N_j (\bar{h}_T - \bar{h}_{369})_{\text{produit}} - \sum_i N_i (\bar{h}_T - \bar{h}_{369})_{\text{air}} \quad (3.37)$$

où  $PC_{369}$  peut être le pouvoir calorifique supérieur ou celui inférieur

$$Q = \Delta H_R + \sum_j N_j \left( \int_{369}^T \bar{c}_p dT \right)_{\text{produits}} - \sum_i N_i \left( \int_{369}^T \bar{c}_p dT \right)_{\text{air}} \quad (3.38)$$

où  $\bar{c}_p$  : chaleur spécifique molaire

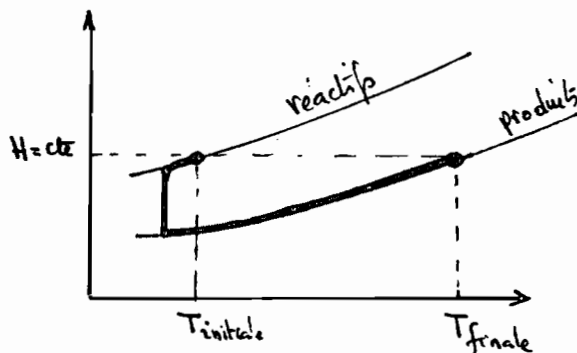
### 3.3.4 Température maximale de combustion

C'est la température ultime que peuvent atteindre les produits de combustion. Elle correspond donc à une combustion adiabatique. Sa détermination suppose qu'aucune perte thermique n'a pu avoir lieu; l'enthalpie des produits sera égale à celle des réactifs.

$$\sum_j N_j (\bar{h}_T - \bar{h}_{298} + \Delta \bar{h}_f)_{\text{produits}} = \sum_i N_i (\bar{h}_T - \bar{h}_{298} + \Delta \bar{h}_f)_{\text{réactifs}} \quad (3.39)$$

Connaissant la température des réactifs, on peut déterminer la valeur du membre de droite de l'équation ci-haut. Puis par essais et erreurs, on trouvera la température des gaz combustes.

Graphiquement nous avons:



La température maximale a une influence sur la quantité de chaleur dégagée et sur la chaleur utilisable. La valeur réelle de cette température est inférieure à sa valeur théorique à cause des pertes par combustion incomplète, par dissociation des produits de combustion...

Nous ne déterminerons pas cette température maximale pour notre cas, le fuel n'ayant pas de formule chimique déterminée. Nous insisterons tout simplement sur la nécessité d'accroître cette température pour améliorer le rendement.

## Chapitre 4 : CONCEPT D'EXERGIE APPLIQUEE A LA CHAUDIERE

### 4.1: Présentation du concept d'exergie

Deux corps en présence ne peuvent s'échanger de l'énergie que s'ils sont dans un état de déséquilibre. Abstraction faite sur les réactions chimiques, la quantité d'énergie pouvant être échangée ne dépend que des écarts de température et/ou de pression entre ces deux corps et de leur nature.

Si on place un corps dans un milieu ambiant caractérisé par une température  $T_0$  et une pression  $P_0$ , il y a un travail maximum qu'on peut obtenir de ce corps en raison d'un déséquilibre thermique et/ou mécanique avec cette ambiance. Ce travail maximum représente l'exergie du corps considéré.

L'exergie ou énergie utilisable, au même titre que l'enthalpie et l'entropie, est une fonction d'état et ne dépend que de la nature et l'état du corps.

### 4.2: Exergie de la chaleur

Soit (X) une source de chaleur se situant dans un milieu ambiant caractérisé par une température  $T_0$  et une pression  $P_0$ . Toute la quantité de chaleur, même dans une transformation réversible, ne peut pas être intégralement convertie en travail ou énergie utile. Une portion de la chaleur sera rejetée dans le milieu ambiant (Y) tel que l'atmosphère.

Si  $T_i$  et  $T_f$  représentent respectivement la température initiale et finale lors de la production de la chaleur et si  $T_0$  est la température du milieu ambiant (Y), la chaleur rejetée par la source est donnée par:

$$Q_{if} = - \int_i^f T ds_x \quad (4.1)$$

$s_x$ : entropie de la source

Le signe (-) conventionnel implique que c'est la source qui cède de la chaleur.

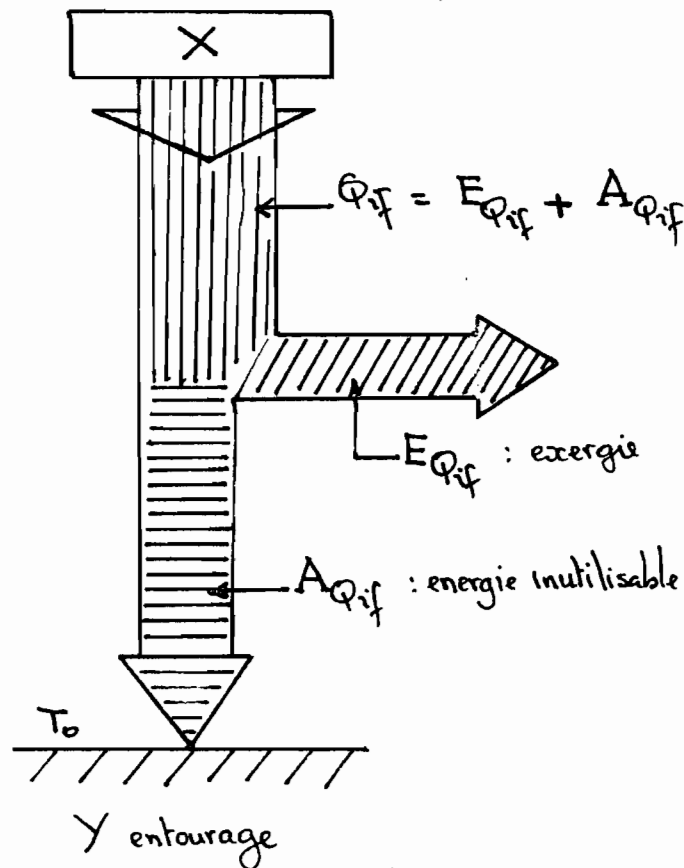


fig 41 :

La source X étant le combustible et l'air comburant, la quantité de chaleur  $E_{Q_{if}}$  représente la quantité maximale d'énergie que l'on peut tirer, en raison de la seule nature chimique, de l'oxydation complète et réversible du combustible.

Pour un processus réversible,  $T_f$  est la température maximale de combustion.

L'autre partie de la chaleur, rejetée à la température  $T_0$  et n'étant pas disponible, représente la chaleur dissipée ou inutile. Sur le diagramme T.S de la page suivante, l'exergie est représentée par la surface i-f-k-l et la chaleur dissipée par la surface k-l-m-n

chaleur dissipée =  $A_{Q_{if}}$

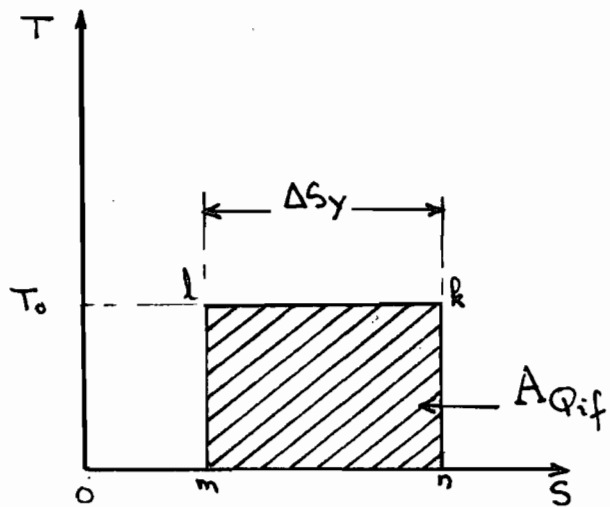
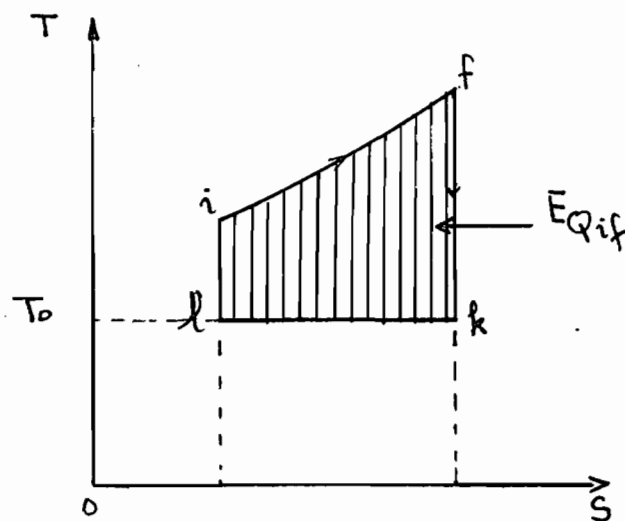
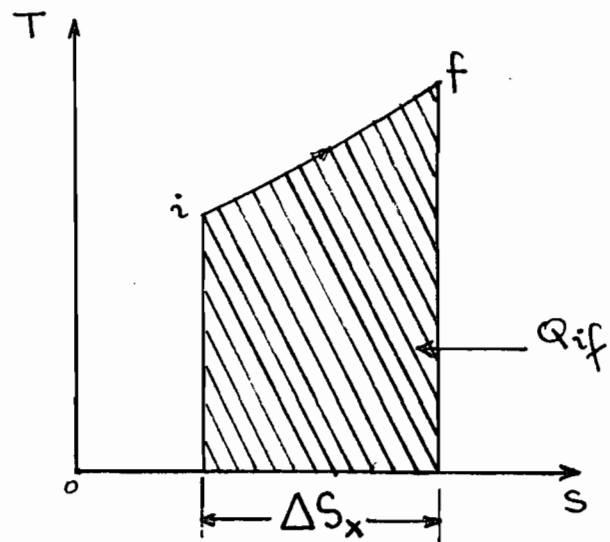


fig 4.2: diagramme Temperature-entropie

Sur le diagramme  $T-S$  nous avons deux procédés réversibles, adiabatiques : soit  $f-k$  et  $k-i$   
 Un bilan énergétique sur la base du premier principe de la thermodynamique nous donne :

$$Q_{if} = E_{Qif} + A_{Qif} \quad (4.2)$$

Suivant le deuxième principe de la thermodynamique, la variation totale d'entropie est nulle.  
 Si l'ensemble source ( $X$ ), le milieu ambiant ( $Y$ ) et la chaudière réversible forme un système adiabatique nous aurons :

$$\Delta S_x + \Delta S_y = 0 \quad (4.3)$$

L'entourage représentant le réservoir où est rejetée à  $T_0$  la chaleur inutilisable,  $\Delta S_y$  constitue l'augmentation d'entropie, de l'ambiance, née de la chaleur reçue

Ainsi :

$$\Delta S_x = \Delta S_0 = \frac{A_{Qif}}{T_0} = \int_i^f \frac{\delta Q}{T} \quad (4.4)$$

Avec les équations (4.2) et (4.4) nous obtenons.

$$E_{Qif} = Q_{if} - A_{Qif} = Q_{if} - T_0 \Delta S_0$$

$$E_{Qif} = \int_i^f \delta Q - T_0 \int_i^f \frac{\delta Q}{T}$$

$$E_{Qif} = \int_i^f \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \quad (4.5)$$

$1 - \frac{T_0}{T} = \eta_c$  représente le rendement de Carnot. Si les conditions sont telles que  $\eta_c$  est constante, l'équation (4.5) devient :

$$E_{Q_{if}} = \eta_c \int_i^f \delta Q = \eta_c Q_{if} \quad (4.6)$$

L'exergie de la chaleur devient égale au produit du rendement de Carnot par la quantité de chaleur pouvant résulter de la combustion. Ceci montre la limite de la capacité de transformer ou mieux d'obtenir de la chaleur utilisable à partir de la combustion du fuel. La chaleur dissipée  $A_{Q_{if}}$  sera donnée par:

$$A_{Q_{if}} = Q_{if} - E_{Q_{if}} = \int_i^f \delta Q - \int_i^f \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q$$

$$A_{Q_{if}} = T_0 \int_i^f \frac{\delta Q}{T} \quad (4.7)$$

#### 4.3 Exergie de l'écoulement du fluide eau-vapeur

L'écoulement s'effectue sans production de travail. Considérons l'écoulement permanent, à travers une surface de contrôle, d'une unité de masse de fluide des conditions  $i (P_i, T_i, V_i, h_i, S_i)$  aux conditions  $f (P_f, T_f, V_f, h_f, S_f)$  tel que montré par les figures (4.3) et (4.4).  $T_0$  étant la température ambiante, la première loi de la thermodynamique nous donne, pour une unité de masse

$$h_i + \int_i^f \delta q = h_f \quad (4.8)$$

$h_i$  : enthalpie massique à l'entrée  
 $h_f$  : enthalpie massique à la sortie  
 $\int_i^f \delta q$  : chaleur fournie par la source à l'unité de masse de fluide



Suivant le deuxième principe de la thermodynamique nous avons :

$$s_i + \int_i^f \frac{\delta q}{T} + \Delta s_{irr} = s_f \quad (4.9)$$

$s_i$  : entropie massique à l'entrée

$s_f$  : entropie massique à la sortie

$\int_i^f \frac{\delta q}{T}$  : entropie massique fournie par la source

$\Delta s_{irr}$  : augmentation d'entropie massique due aux irréversibilités

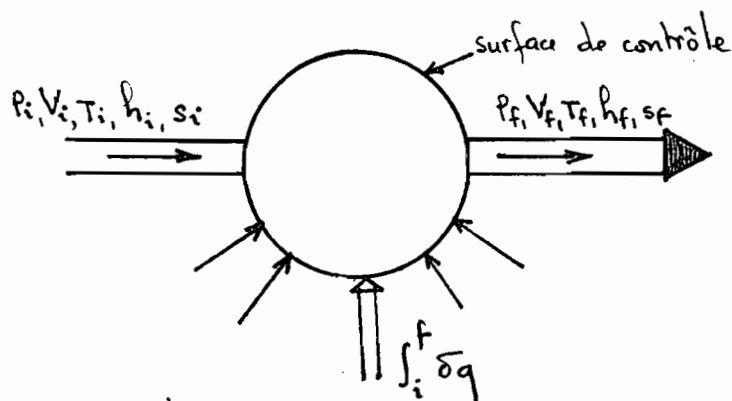


fig. 4.3 bilan énergétique

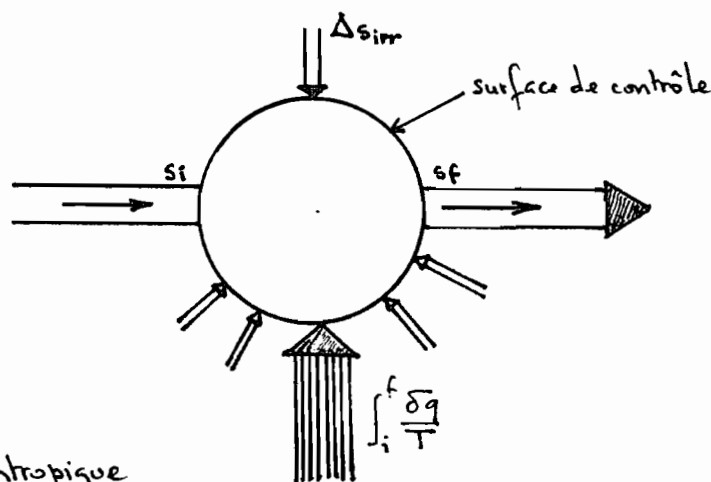


fig. 4.4 bilan entropique

$p_i, v_i, T_i$  représentent respectivement : pression, vitesse et température à l'entrée

$p_f, v_f, T_f$  : représentent respectivement : pression, vitesse et température à la sortie

Si nous multiplions l'équation (4.9) par  $-T_0$  et nous l'additionnons à (4.8) nous obtenons :

$$\int_i^f \frac{T-T_0}{T} \delta q = h_f - h_i - T_0(s_f - s_i) + T_0 \Delta s_{\text{irr}} \quad (4.10)$$

L'équation (5.10) exprime l'irréversibilité dans un système à écoulement permanent. Si le procédé est réversible et si  $\delta q = 0$  l'équation (5.10) devient :

$$\begin{aligned} h_f - h_i - T_0(s_f - s_i) &= 0 \\ h_f - T_0 s_f - h_i + T_0 s_i &= 0 \quad (4.11) \end{aligned}$$

L'expression générale  $h - h_0 - T_0(s - s_0)$  représente l'exergie du fluide dans un état donné. L'équation (4.11) implique donc :

$$h_f - h_0 - T_0(s_f - s_0) - h_i + h_0 + T_0(s_i - s_0) = 0$$

$$\text{ou} \quad e_f = e_i$$

Dans la pratique, il y a des irréversibilités, donc  $e_f \neq e_i$

$$\text{Ainsi} \quad e_i - e_f = h_i - h_f + T_0(s_f - s_i) \quad (4.12)$$

L'exergie initiale  $e_i$  du fluide représente l'énergie maximale qu'on peut tirer du fluide soumis à un procédé réversible à partir d'un état initial jusqu'à un état d'équilibre avec l'entourage (équilibre de pression et de température)

L'équation (5.10) devient :

$$\int_i^f \frac{T-T_0}{T} \delta q = e_f - e_i + T_0 \Delta s_{\text{irr}} \quad (4.13)$$

Cette équation qui tient compte des deux lois de thermodynamique permet non seulement d'évaluer la quantité mais aussi la qualité de la chaleur reçue par le fluide en eau vapeur.

S'il était important de tenir compte des énergies potentielle et cinétique, l'équation (4.11) deviendrait :

$$e_f - e_i = h_f - h_i - T_0 (s_f - s_i) + \frac{V_f^2 - V_i^2}{2} + g(z_f - z_i) \quad (4.14)$$

$V_i$  et  $V_f$  sont les vitesses initiale et finale de l'écoulement (m/s)

$z_i$  et  $z_f$  sont les hauteurs initiale et finale (m)

$g$  : l'accélération de la pesanteur ( $m/s^2$ )

Nous pouvons représenter l'exergie par un diagramme T-S. Deux situations peuvent se présenter :  $s_i < s_0$  et  $s_i > s_0$

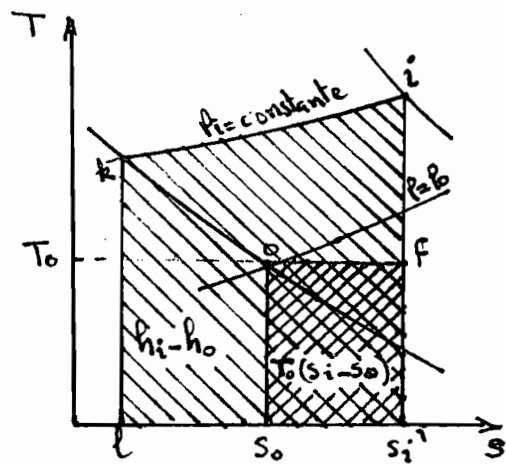
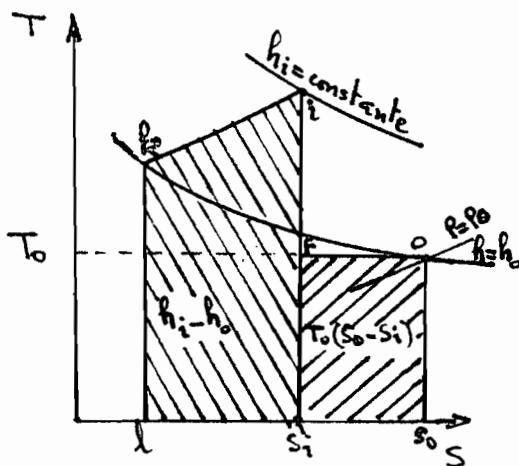


fig 4.5 : diagramme Température-entropie  $s_i < s_0$

fig 4.6 diagramme Température-entropie  $s_0 < s_i$

i : état initial

o : état final en équilibre avec l'entourage

Ces deux états sont représentés par :

- la courbe d'enthalpie constante  $h = h_0$
- la courbe de pression constante  $P = P_0$
- la courbe de pression constante  $P = P_i$
- la ligne d'entropie constante (i-f)

La surface  $i-f-s_i-l-k-i$  représente  $h_i-h_o$ .

Le point  $k$  est placé à l'intersection des courbes  $h=h_o$  et  $p_1=\text{constante}$

La surface  $f-o-s_o-s_i-f$  représente :

$$- T_o(s_o-s_i) \quad \text{si } s_o > s_i$$

$$- T_o(s_i-s_o) \quad \text{si } s_i > s_o$$

Ainsi la surface  $i-f-o-s_o-l-k-i$  représente

$$a) h_i-h_o + T_o(s_o-s_i) = h_i-h_o - T_o(s_i-s_o) = (e_i)_a$$

$$b) h_i-h_o - T_o(s_i-s_o) = (e_i)_b$$

Ces équations sont caractéristiques des systèmes ouverts soumis à des procédés irréversibles. C'est par exemple le cas de la chaudière.

L'écoulement dans la chaudière s'effectue avec absorption d'une certaine quantité de chaleur  $q_{if}$  fournie par la combustion du fuel, et il n'y a pas de production de travail. Nous devons considérer alors l'exergie de l'écoulement et l'exergie de la chaleur.

L'équation (5.5) donne l'exergie de la chaleur :

$$e_{q_{if}} = \int_i^f \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \delta q = \int_i^f \delta q - T_o \int_i^f \frac{\delta q}{T}$$

$$e_{q_{if}} = q_{if} - T_o \int_i^f \frac{\delta q}{T} \quad (4.15)$$

Si le processus d'absorption de la chaleur est réversible,  $\delta q_{rev} = T ds$  et l'équation (4.15) devient :

$$e_{q_{if}} = q_{if} - T_o(s_f-s_i) \quad (4.16)$$

Le procédé étant en réalité irréversible, le bilan exergetique sera :

$$e_i + e_{q_{if}} = e_f + a_{if} \quad (4.17)$$

$e_i$ : exergie massique initiale du fluide

$e_f$ : exergie massique finale du fluide

$e_{q_{if}}$ : exergie de la chaleur reçue par l'unité de masse de fluide

$a_{if}$ : perte d'exergie par unité de masse de fluide  
L'équation (4.17) donne:

$$a_{if} = e_i - e_f + e_{qif} \quad (4.18)$$

La diminution de l'exergie du fluide selon l'équation (4.12) est donnée par:

$$e_i - e_f = h_i - h_f + T_0(s_f - s_i) \quad (4.19)$$

Et selon la première loi de thermodynamique:

$$h_f - h_i = q_{if} \quad (4.20)$$

L'équation (4.20) avec l'équation (4.19) donne

$$e_i - e_f = -q_{if} + T_0(s_f - s_i) \quad (4.21)$$

En substituant  $e_i - e_f$  par sa valeur dans (4.18) on obtient

$$a_{if} = e_{qif} + T_0(s_f - s_i) - q_{if} \quad (4.22)$$

Avec l'équation (4.15) la relation devient

$$a_{if} = T_0(s_f - s_i) - T_0 \int_i^f \frac{\delta q}{T} \quad (4.23)$$

C'est l'expression générale de l'exergie dissipée dans le cas des procédés irréversibles des systèmes ouverts.

Si le procédé est réversible

$$T_0 \int_i^f \frac{\delta q}{T} = T_0(s_f - s_i)$$

$$d'où \quad a_{if} = T_0(s_f - s_i) - T_0(s_f - s_i) = 0$$

Donc les pertes d'exergie sont dues aux irréversibilités, lesquelles sont inhérentes aux procédés réels. Donc il y aura toujours une perte d'énergie utile.

Une des causes principales de la dissipation d'exergie est le travail de frottement

Ainsi nous avons

$$\delta q = T ds - |\delta W_f| \quad (4.24)$$

40

$W_F$  : travail de frottement

En substituant dans l'équation (4.23), l'exergie dissipée devient :

$$a_{if} = T_0(s_f - s_i) - T_0 \left[ \int_i^f ds - \int_i^f \frac{|\delta W_F|}{T} \right]$$

ce qui donne  $a_{if} = T_0 \int_i^f \frac{|\delta W_F|}{T}$  (4.25)

En dérivant l'équation (4.25) on obtient

$$da_{if} = T_0 \frac{|\delta W_F|}{T}$$

ou  $\frac{da_{if}}{|\delta W_F|} = \frac{T_0}{T}$  (4.26)

Ceci montre que le rapport de l'exergie dissipée sur le travail de frottement est inversement proportionnel à la température du procédé. Plus cette température est basse, plus nuisible sera le travail de frottement.

#### 4.4: Écoulement permanent dans des tuyaux horizontaux

C'est un procédé simple, sans production de travail. Le bilan énergétique de l'écoulement du fluide devient :

$$q_{if} = h_f - h_i + \frac{1}{2}(v_f^2 - v_i^2) + g(z_f - z_i) - \quad (4.27)$$

Si  $z_i = z_f$

et si  $v_i = v_f$

l'équation (4.27) devient :

$$q_{if} = h_f - h_i \quad \text{ou} \quad \delta q = dh \quad (4.28)$$

L'irréversibilité du procédé génère de la chaleur additionnelle équivalente au travail de frottement  $W_F$ .

Donc la première loi de thermodynamique nous donne:

$$\delta q + |\delta w_f| = dh - v dp \quad (4.28)$$

$v$ : volume spécifique du fluide

$p$ : pression du fluide.

Comparant (4.28) et (4.29) on obtient:

$$|\delta w_f| = -v dp \quad (4.30)$$

En introduisant l'équation (5.30) dans l'équation (4.25) on obtient:

$$a_{if} = T_0 \int_i^f \left( -\frac{v}{T} \right) dp \quad (4.31)$$

La perte d'énergie est donc proportionnelle au taux de diminution de la pression.

En supposant  $pV = RT$ ,  $R$  constante des gaz l'équation (4.31) devient:

$$\begin{aligned} a_{if} &= -T_0 R \int_{p_i}^{p_f} \frac{dp}{p} \\ &= -RT_0 \ln \frac{p_f}{p_i} \end{aligned} \quad (4.32)$$

$$\Delta p = p_i - p_f \Rightarrow p_f = p_i - \Delta p$$

$$\text{d'où } \frac{p_f}{p_i} = 1 - \frac{\Delta p}{p_i}$$

L'équation (5.32) devient alors:

$$a_{if} = -RT_0 \ln \left( 1 - \frac{\Delta p}{p_i} \right) = RT_0 \left( \frac{-\Delta p}{p_i} + \frac{\Delta p^2}{2p_i^2} + \dots \right)$$

Mais si  $\Delta p$  est très petite devant  $p_i$ , on peut négliger les termes d'ordre supérieur à l'unité. On obtient alors:

$$a_{if} = RT_0 \frac{\Delta p}{p_i} \quad (4.33)$$

L'équation (5.33) nous montre que plus une grande chute

42

plus grande doit être la pression à l'entrée pour éviter une dissipation importante de l'exergie.

On peut représenter la dissipation de l'exergie sur un diagramme T-S

$$\delta q = T ds - |\delta w_f|$$

$$q_{if} + |\delta w_f| = \int_i^f T ds$$

$$a_{if} = -T_0 R \ln \frac{p_f}{p_i}$$

$$ds = \frac{\delta q + |\delta w_f|}{T} = \frac{dh - v dp}{T} = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \quad (4.34)$$

Considérons la figure 4.7 où nous avons un état initial  $i (p_i, T_i, h_i)$  et l'état final  $f (p_f, T_f, h_f)$  puis un état intermédiaire  $k (p_k = p_f, T_k = T_i, h_k)$

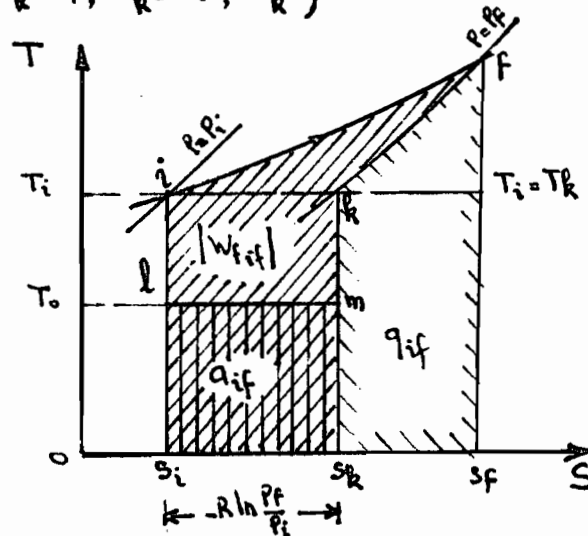


fig 4.7 : diagramme température-entropie  
De l'équation (4.34), nous obtenons :

$$s_k - s_i = c_p \ln \frac{T_k}{T_i} - R \ln \frac{p_k}{p_i} \quad \text{mais } T_i = T_k \text{ et } p_k = p_f$$

$$\text{donc } s_k - s_i = -R \ln \frac{p_f}{p_i}$$

Ainsi :



la surface  $i-f-s_f-s_i$  représente  $\int_i^f T ds$  égale à la chaleur réversible

la surface  $k-f-s_f-s_k$  représente  $\int_i^f \delta q = q_{if}$

la surface  $i-f-s_k-s_i$  correspond à la chaleur équivalente au travail de frottement.

la surface  $l-m-s_k-s_i$  donne la quantité d'énergie dissipée  
Le frottement est égal à la différence des quantités de chaleur entre le processus réel et le processus réversible.

#### 4.5. Perte d'exergie due au transfert de chaleur

A travers les tubes de fumées et la paroi du foyer de la chaudière il s'effectue un échange de chaleur entre les gaz brûlés et le fluide eau-vapeur. Ce transfert de chaleur s'effectuant à une différence finie de température est un procédé irréversible par lequel il y a une perte d'exergie, qui n'est pas mise en évidence par le premier principe de la thermodynamique.

Considérons le schéma simplifié suivant de l'échange de chaleur qui s'opère à l'intérieur de la chaudière

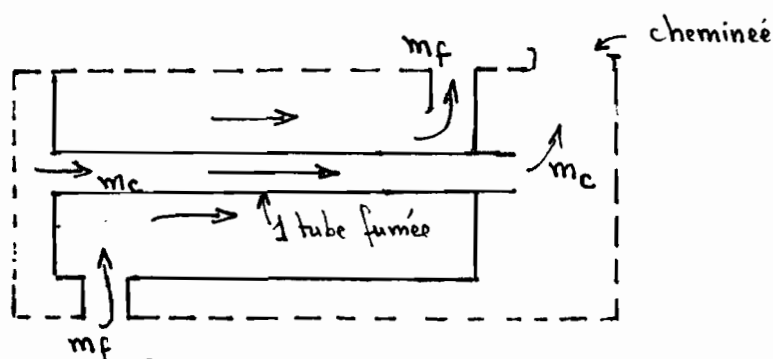


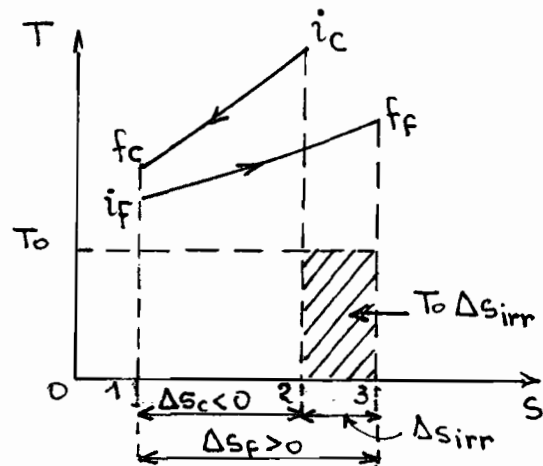
schéma simplifié

$m_f$  : masse de fluide froid : ici le fluide eau-vapeur

$m_c$  : masse du fluide chaud : les gaz brûlés.

Avec l'hypothèse que le procédé est adiabatique, nous pouvons utiliser un diagramme température-entropie (ou T-S) pour le

représenter



$i$  : état initial  
 $f$  : état final.  
 $\Delta S_{irr}$  : accroissement  
 d'entropie dû aux irréversi-  
 bilités.

Figure 4.8 : diagramme température-entropie

Au cours de l'échange de chaleur, l'entropie du fluide chaud (les fumées) diminue tandis que celle du fluide froid (le fluide eau-vapeur) augmente. Et pour les quantités de chaleur nous avons :

- chaleur cédée par la source chaude  $Q_c = \text{surface } ic-fc-1-2$

- chaleur reçue par la source froide  $Q_f = \text{surface } if-ff-3-1$

Il est à remarquer que  $|\Delta S_f| > |\Delta S_c|$ . L'entropie totale qui devrait être nulle si le procédé était réversible est donc augmentée

$$\text{Ainsi } \Delta S_{irr} = \Delta S_f + \Delta S_c \quad (4.35)$$

Soit une perte en exergie s'élevait à :

$$A_{if} = T_0 \Delta S_{irr} \quad (4.36)$$

Si l'on connaît les débits massiques des fluides, on obtient

$$\dot{A}_{if} = T_0 (\dot{m}_f \Delta s_f + \dot{m}_c \Delta s_c)$$

où  $\Delta s_f$  et  $\Delta s_c$  sont les variations d'entropie par unité de masse du fluide froid et du fluide chaud respectivement.

Selon l'équation (4-5) l'exergie de la chaleur s'exprime

$$\text{ainsi } E_{Q_{if}} = \int_i^f \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \quad (4.37)$$

$$\text{ou } dE_{Q_{if}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \quad (4.38)$$

Selon la seconde loi de la thermodynamique, il y a passage de chaleur de la source chaude à la source froide. Ainsi :

La diminution de l'exergie du fluide chaud est donnée par:

$$dE_c = \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \delta Q \quad (4.39)$$

et l'augmentation de l'exergie du fluide froid s'obtient par:

$$dE_f = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \delta Q \quad (4.40)$$

Durant le transfert de chaleur, la perte d'exergie devient:

$$\Delta E_{ech} = dE_c - dE_f \quad (4.41)$$

$$dE_{ech} = \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \delta Q - \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \delta Q \quad (4.42)$$

$$dE_{ech} = T_0 \frac{(T_c - T_f)}{T_c T_f} \delta Q \quad (4.43)$$

Cette dernière équation montre que dans le cas d'une même différence de température entre les deux fluides, plus leurs températures sont élevées, moins il y aura des pertes d'exergie. Encore, plus la température du fluide froid est élevée, plus les pertes d'exergie sont réduites.

#### 4.6: Méthode de détermination du bilan exergetique

Il s'agit de déterminer, pour l'exergie qui est fournie par une combustion supposée complète du fuel, les différentes fractions consommées par l'eau, le fuel réchauffé, ou perdues par les fumées et perdues à cause des irréversibilités du procédé.

Des diagrammes ont été établis pour la détermination des exergies par une méthode graphique.

##### 4.6.1 Exergie du combustible : $e_c$

Pour les combustibles liquides, il a été prouvé que :

$$e_{c, \text{liquide}} \approx 0,975 \cdot PCS \quad [\text{kJ/kg fuel}] \quad \text{rés}(2) \text{ et } (16) \quad (4.44)$$

PCS: pouvoir calorifique supérieur du combustible.

$$(4.45) \quad PCS = PCI + h_{fg} \times m_{H_2O} \quad , \quad h_{fg} \text{ étant l'enthalpie de vaporisation de l'eau } [\text{kJ/kg eau}] \text{ et } m_{H_2O} \text{ est la masse de la vapeur d'eau qui résulte de la combustion de 1 kg de combustible}$$

PCI est le pouvoir calorifique inférieur du combustible

$$(h_{fg})_{\text{moyen}} \approx 2500 \text{ kJ/kg eau.}$$

Puisque 2 grammes d'hydrogène réagissent pour donner 18 grammes d'eau (réaction avec l'oxygène). on peut écrire

$$PCS = PCI + 2500 \times \frac{\%H}{100} \quad (4.46)$$

%H étant le pourcentage massique d'hydrogène dans la composition élémentaire du combustible.

##### 4.6.2 Exergie des gaz comburés : $e_{gc}$

Pour calculer l'exergie des gaz comburés à l'aide des abaques, il faut connaître les grandeurs suivantes:

- la température des gaz comburés à la sortie de la chaudière;
- le volume des gaz comburés  $V_{gc}$  [ $\text{m}^3/\text{kg fuel}$ ] à la sortie de la chaudière;
- le volume de la vapeur d'eau  $V_{H_2O}$  [ $\text{m}^3/\text{kg fuel}$ ] et le pourcentage de ce volume dans le volume global des gaz comburés;

- le coefficient d'excès d'air  $\lambda$  ;
  - le volume d'air  $V_{air} = V_0(\lambda - 1)$  [ $m^3/kg \text{ fuel}$ ] et son pourcentage dans les gaz combustes,  $V_0$  étant le volume d'air théorique. En négligeant l'influence de la variation de la pression, on peut déterminer l'exergie des gaz combustes à l'aide des abaques [fig 4.9] et [fig 4.10]. Dans ces diagrammes valables pour tous les combustibles, l'exergie peut être trouvée en fonction de l'enthalpie ou de la température. Dans le diagramme [fig 4.10], il est possible de tenir compte de l'écart entre les températures de combustion théorique et réelle. Pour ce faire, à partir du point correspondant à la température réelle, on remplace la courbe par sa tangente en ce point; la direction de la tangente étant indiquée par la droite en trait interrompu dont l'extrémité gauche est fixe et qui coupe l'échelle auxiliaire de température en un point correspondant à la température réelle. Le diagramme [fig 4.8] montre la façon d'utiliser les nomogrammes [fig 4.9] et [fig 4.10]. Sur ce diagramme nous avons:
    - les courbes (a)  $t = f(h)$  pour différentes valeurs du volume d'air  $V_a$  en pourcentage entre 0% et 100%
    - la courbe des exergies et des enthalpies pour différentes valeurs de la température ambiante:  $t_0 = 0^\circ C$ ,  $t_0 = 15^\circ C$  et  $t_0 = 30^\circ C$  et pour différentes valeurs du volume d'eau en pourcentage, comprises entre 10% et 50% et qui permettent de tenir compte de la condensation de la vapeur contenue dans les gaz
    - l'échelle auxiliaire des températures (d) qui détermine la direction de la droite (g) liant la température au pôle p. et qui donne ainsi la direction de la tangente (f) à la courbe (b) menée à partir du point D et parallèle à  $t_0 - p$ .
- Ainsi pour des gaz combustes caractérisés par une température

$t_1$  et un volume d'air en pourcentage  $V_1$ , nous obtenons avec le diagramme [fig 4.8] :

- \* l'enthalpie  $h_1$  obtenue en joignant  $t_1$ -N-A- $h_1$
- \*  $h_1$ -B : l'exergie des vapeurs d'eau.
- \* l'exergie  $e_1$  égale à la distance AB.

L'exergie  $E_{gc}$  est donnée en  $\frac{kJ}{Nm^3}$ , donc pour connaître l'exergie totale, il faut déterminer le volume  $V_{gc}$  de gaz combustibles au point caractéristique

L'exergie totale  $E_{gc}$  sera donnée par :

$$E_{gc} = V_{gc} \times E_{gc} \quad \left[ \frac{kJ}{kg \text{ fuel}} \right] \quad (4.47)$$

On peut même, au besoin, calculer un débit d'exergie. Il suffirait de connaître le débit du volume de gaz combustibles  $V_{gc}$  qu'il est possible d'obtenir au moyen du débit massique  $\dot{m}$  du combustible. Nous ne procéderons pas à une estimation des débits, la chaudière ne fonctionnant pas à un rythme régulier, et n'étant pas équipée d'un appareil qui donnerait le débit de fuel à un instant donné.

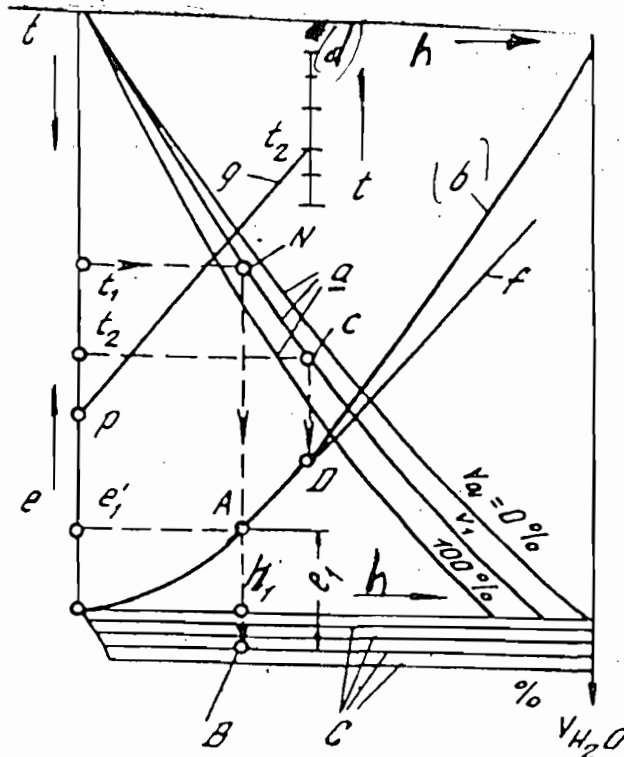


figure 4.8: illustration de l'utilisation des diagrammes fig (A.9) et (A.10)

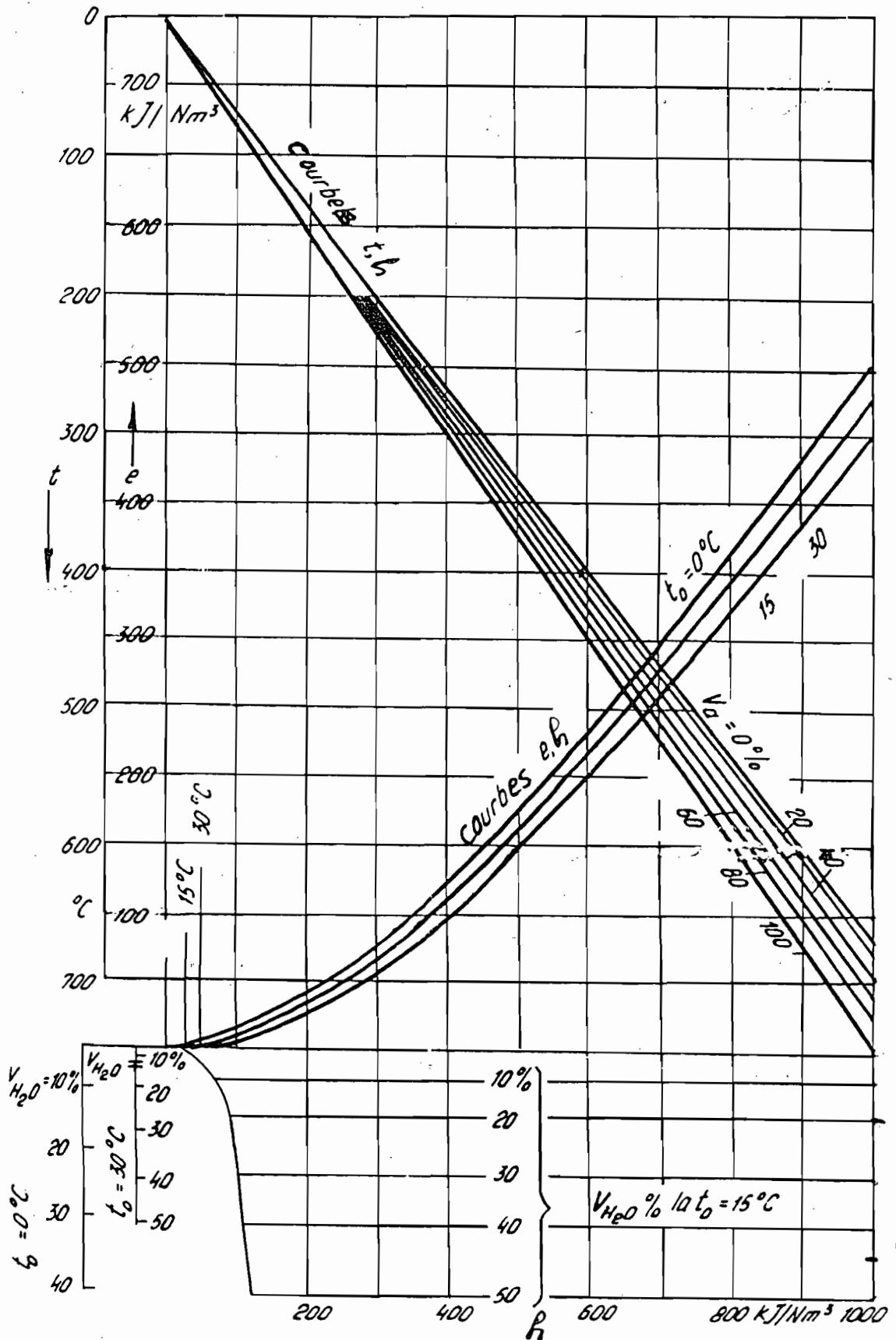


figure 4.9 diagramme exergetique des gaz comburés.

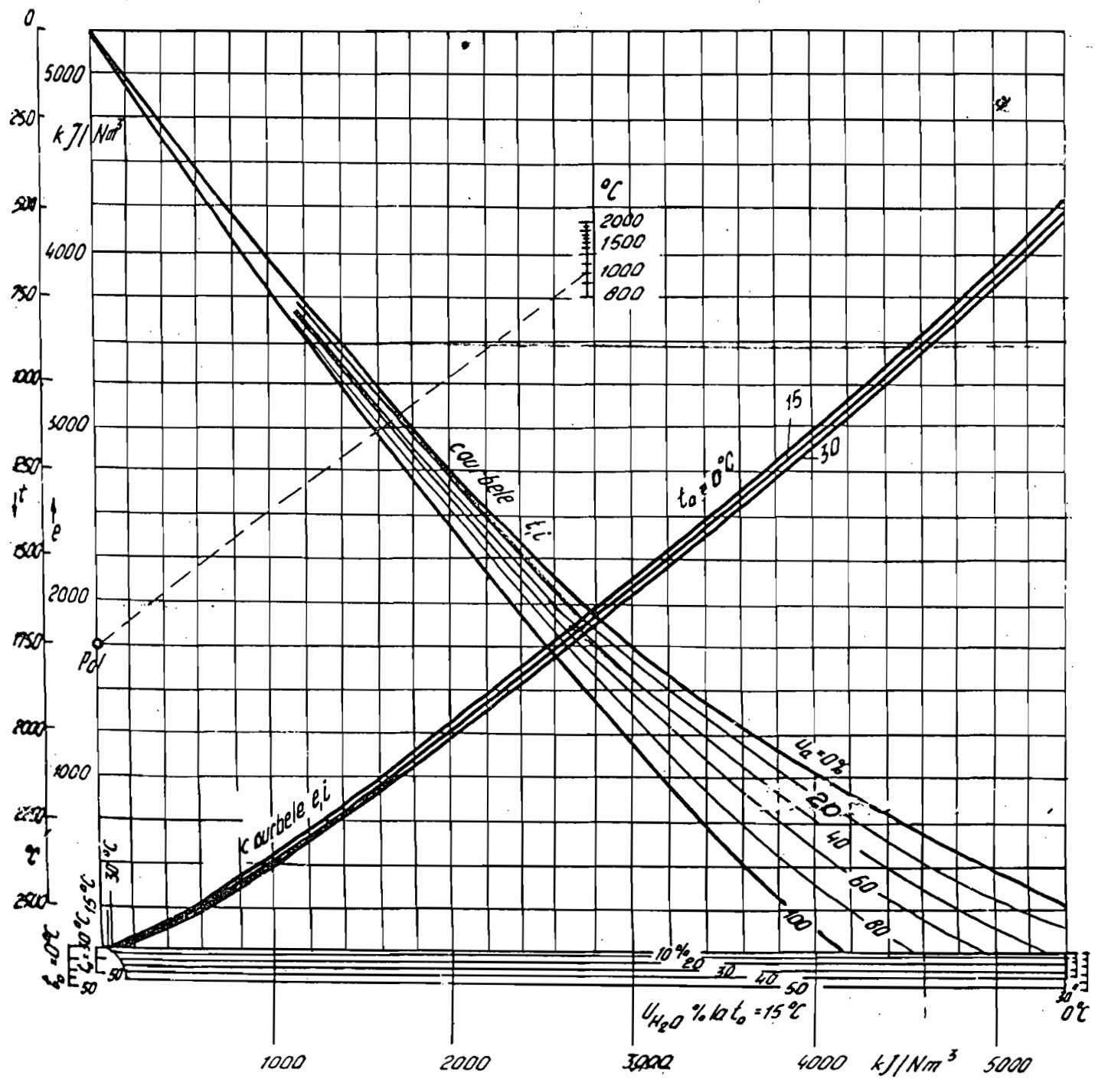


figure 4.10 diagramme exergetique des gaz comburés



### 4.6.3 Exergie du fluide eau-vapeur

Pour calculer l'exergie du fluide eau-vapeur à l'aide des diagrammes il est nécessaire de connaître au niveau de l'entrée et de la sortie de la chaudière, les paramètres suivants :

- la pression  $P$  ;
- la température  $t$  ;
- l'enthalpie  $h$  ;
- le débit massique  $\dot{m}$  ou volumique  $\dot{V}$  de fluide si nécessaire

L'abaque exergie-entropie [fig 4.11] comportant des courbes à titre constant en pointillé ( $x$  variant de 0,2 à 0,8), des isenthalpes qui sont les courbes en lignes interrompues pour  $h = 0$  à  $4000 \text{ kJ/kg}$ , les isobares entre 0,01 bars et 500 bars et les isothermes pour des températures allant jusqu'à  $800^\circ\text{C}$ . Mais à cause de l'échelle trop grande de ce diagramme [fig 4.11], on utilise pour des calculs plus précis l'abaque [fig 4.12] qui correspond au domaine du diagramme de Mollier. Les exergies spécifiques de ces diagrammes se rapportent à une température ambiante  $t_0 = 0^\circ\text{C}$ . Pour d'autres températures ambiantes, il faut faire certaines corrections. Ainsi dans la partie inférieure du diagramme figurent, à gauche et à droite, deux échelles auxiliaires  $A_1$  et  $A_2$  de la température ambiante; pour une valeur donnée de cette température, on relie par une droite les points qui représentent celle-ci sur ces deux échelles et on détermine la distance (mesurée parallèlement à l'axe des ordonnées) entre cette droite appelée droite du milieu ambiant et le point qui représente l'état de la vapeur. L'exergie de l'eau liquide en fonction de la pression peut être négligée jusqu'à la pression de 50 bars. Et pour une température donnée, la figure 4.11 autorise à mesurer l'exergie de l'eau sur la courbe de saturation, ce qui induit une certaine erreur. Pour

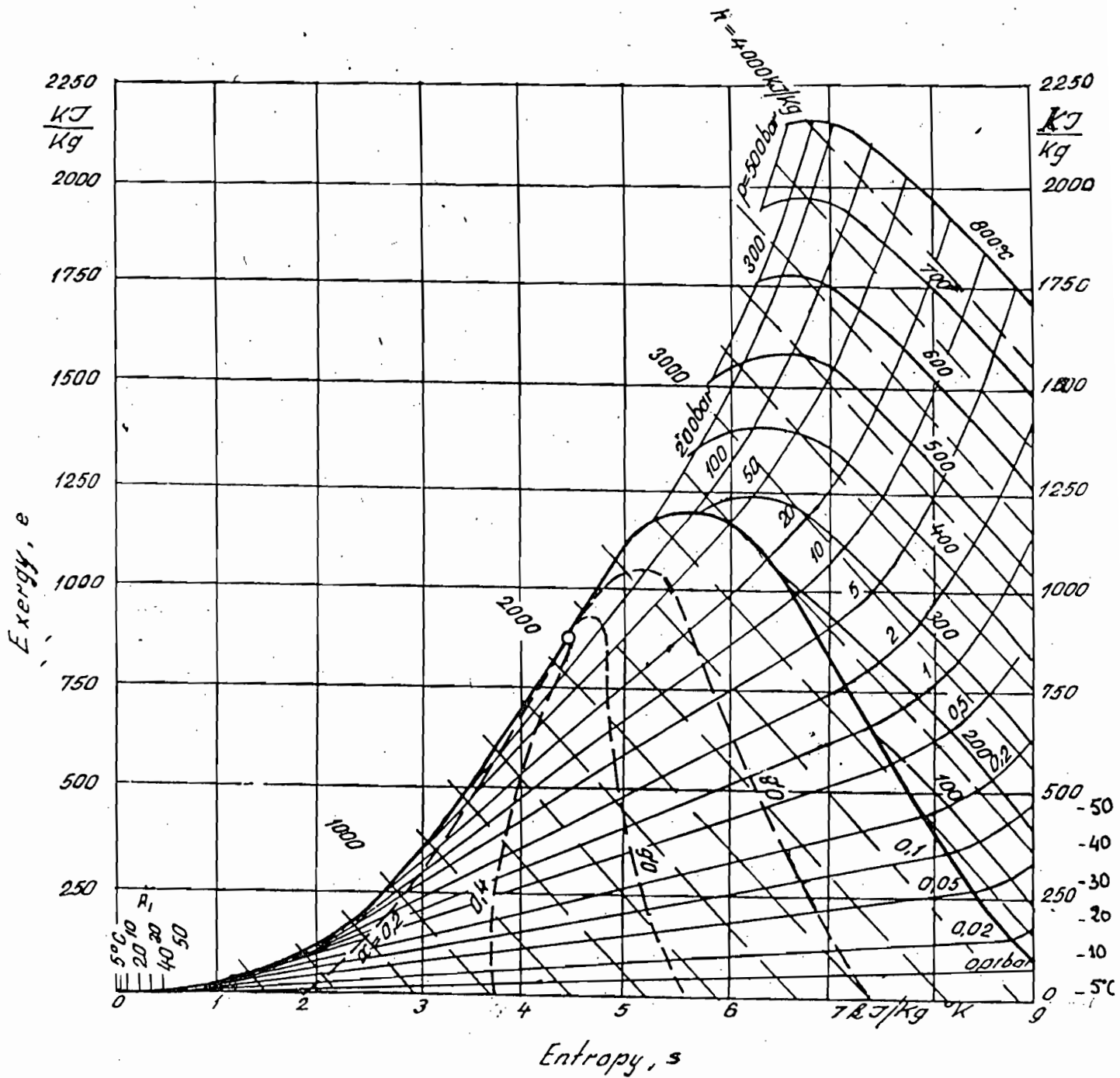


Figure 4.11: diagramme exergie-entropie de la vapeur d'eau

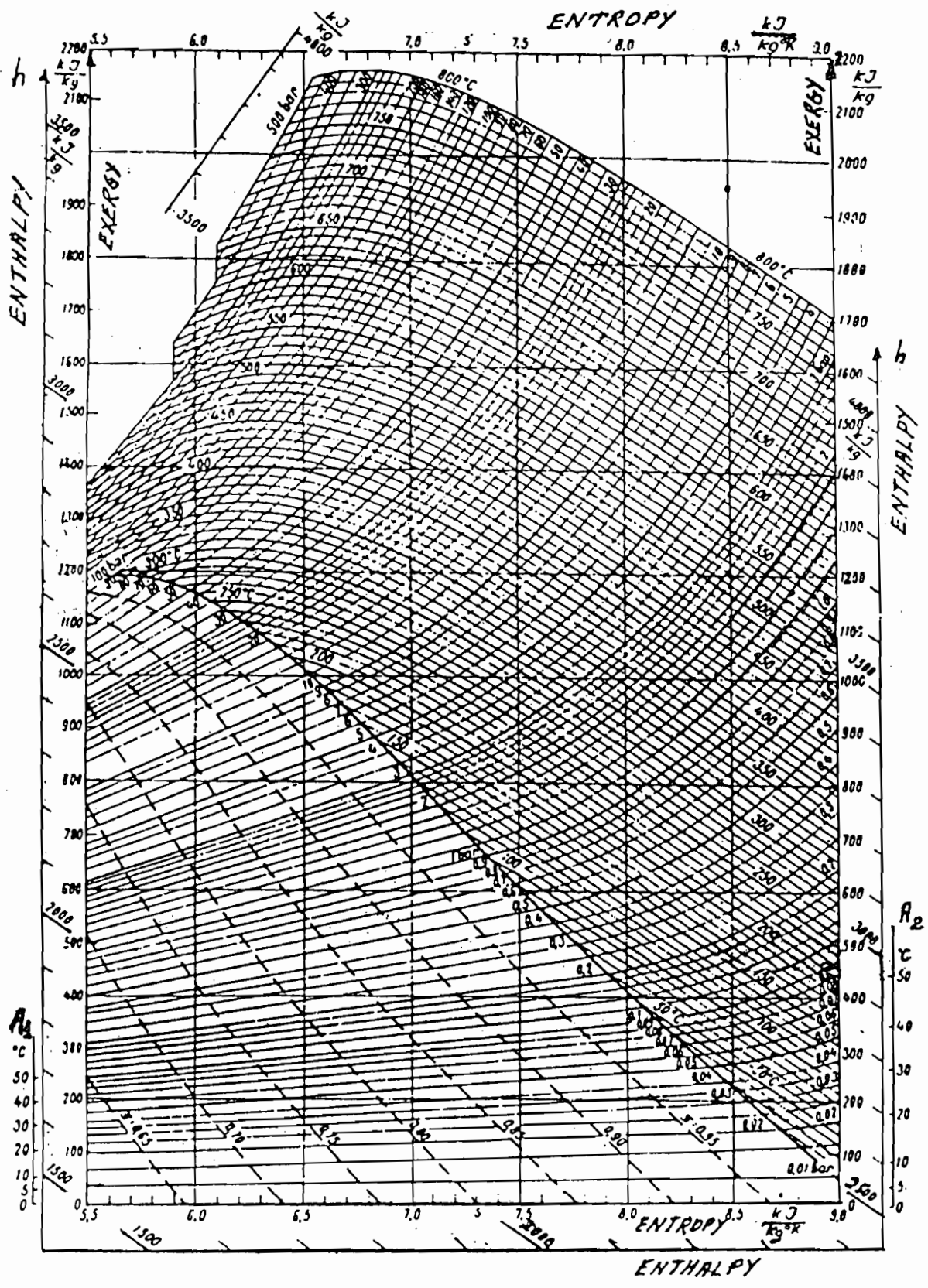


Figure 4.12 : diagramme exergetique de la vapeur d'eau

Y remédier, on utilise l'abaque [fig. 3.13] qui donne l'exergie de l'eau pour des droites du milieu ambiant (0, 10, 20, 30°C) :

- sur la courbe de saturation de l'eau ou courbe limite
  - sur des courbes pour des pressions de 200, 400, 600 bars.
- pour des températures allant jusqu'à 370°C

En connaissant l'exergie de l'eau à l'entrée de la chaudière et l'exergie de la vapeur humide à la sortie, on peut déterminer l'accroissement de l'exergie du fluide eau-vapeur.

Les diagrammes donnent les valeurs des exergies spécifiques de la vapeur humide et de l'eau. Pour obtenir l'exergie totale ou mieux l'accroissement de l'exergie totale, on multiplie l'accroissement de l'exergie spécifique par la masse qui sort.

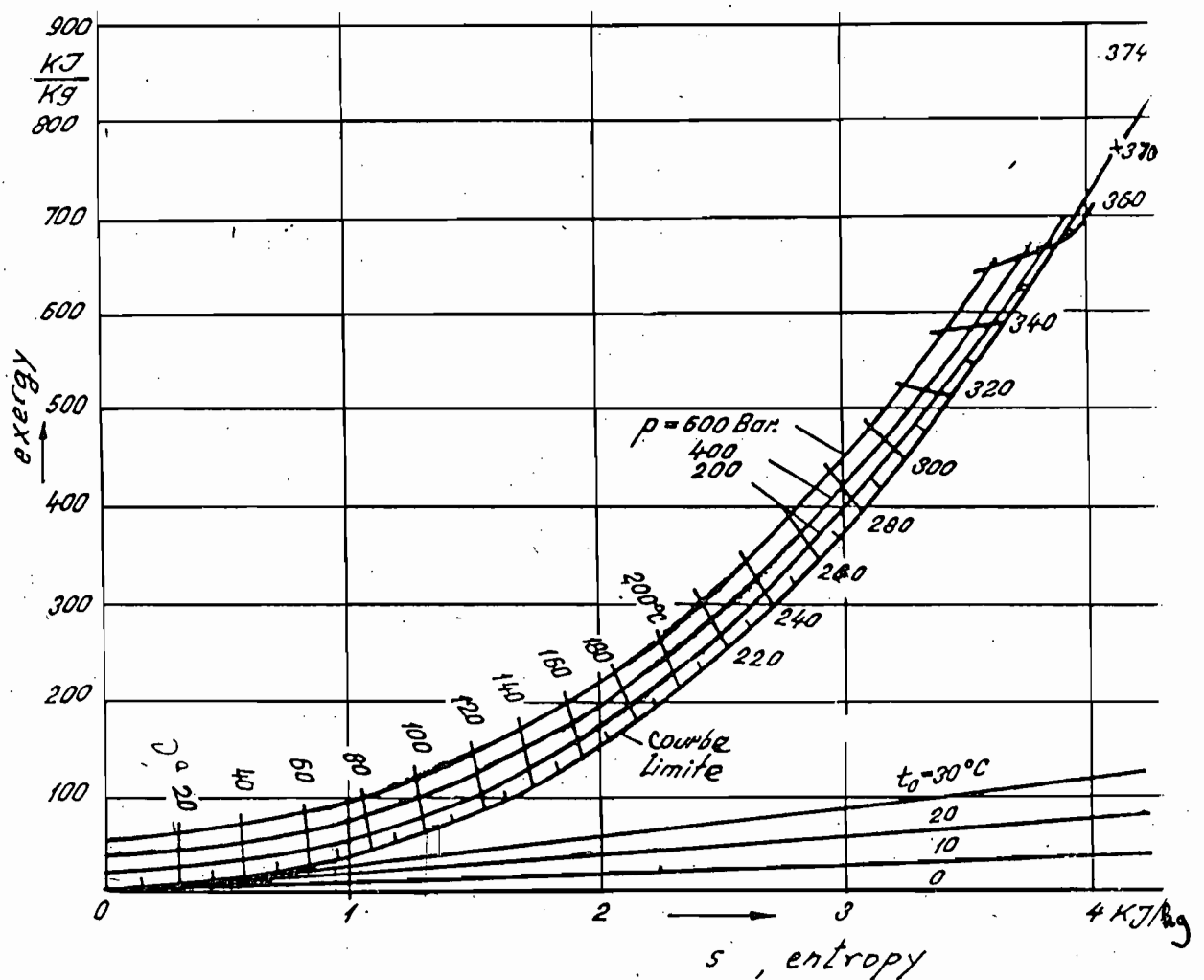


figure 4.13: diagramme exergie-entropie de l'eau

#### 4.6.4 Exergie de l'air

De l'air se trouvant à la température et à la pression de l'ambiance a une exergie nulle. Par contre quand il existe un écart entre sa température et celle de l'ambiance, l'air possède une certaine exergie dont il faut tenir compte.

La figure (4.14) donne l'exergie de l'air se rapportant à la pression de 1 bar pour l'air admis, les températures allant de  $0^{\circ}\text{C}$  à  $1400^{\circ}\text{C}$ . et pour des températures du milieu ambiant de  $0^{\circ}\text{C}$ ,  $15^{\circ}\text{C}$  et  $30^{\circ}\text{C}$ .

- les valeurs de l'exergie de l'ordonnée de gauche correspondent aux températures de l'abscisse inférieure.
  - les valeurs de l'exergie de l'ordonnée de droite sont utilisées avec les températures de l'abscisse supérieure.
- Pour des pressions différentes de 1 bar on peut utiliser le diagramme figure (4.15) qui donne les exergies spécifiques pour différentes pressions. Sur ce diagramme une première lecture pour les conditions de l'ambiance et une deuxième lecture pour les conditions de l'air admis permettent de déterminer l'accroissement de l'exergie de l'air.
- Sur les deux diagrammes, les exergies spécifiques sont données en kilojoules par mètre cube d'air mesuré à la température de  $0^{\circ}\text{C}$  et à la pression de atmosphérique normale.
- Connaissant l'accroissement de l'exergie spécifique et le volume d'air  $\lambda \cdot V_0$  utilisé, on peut déterminer l'exergie totale de l'air introduit.

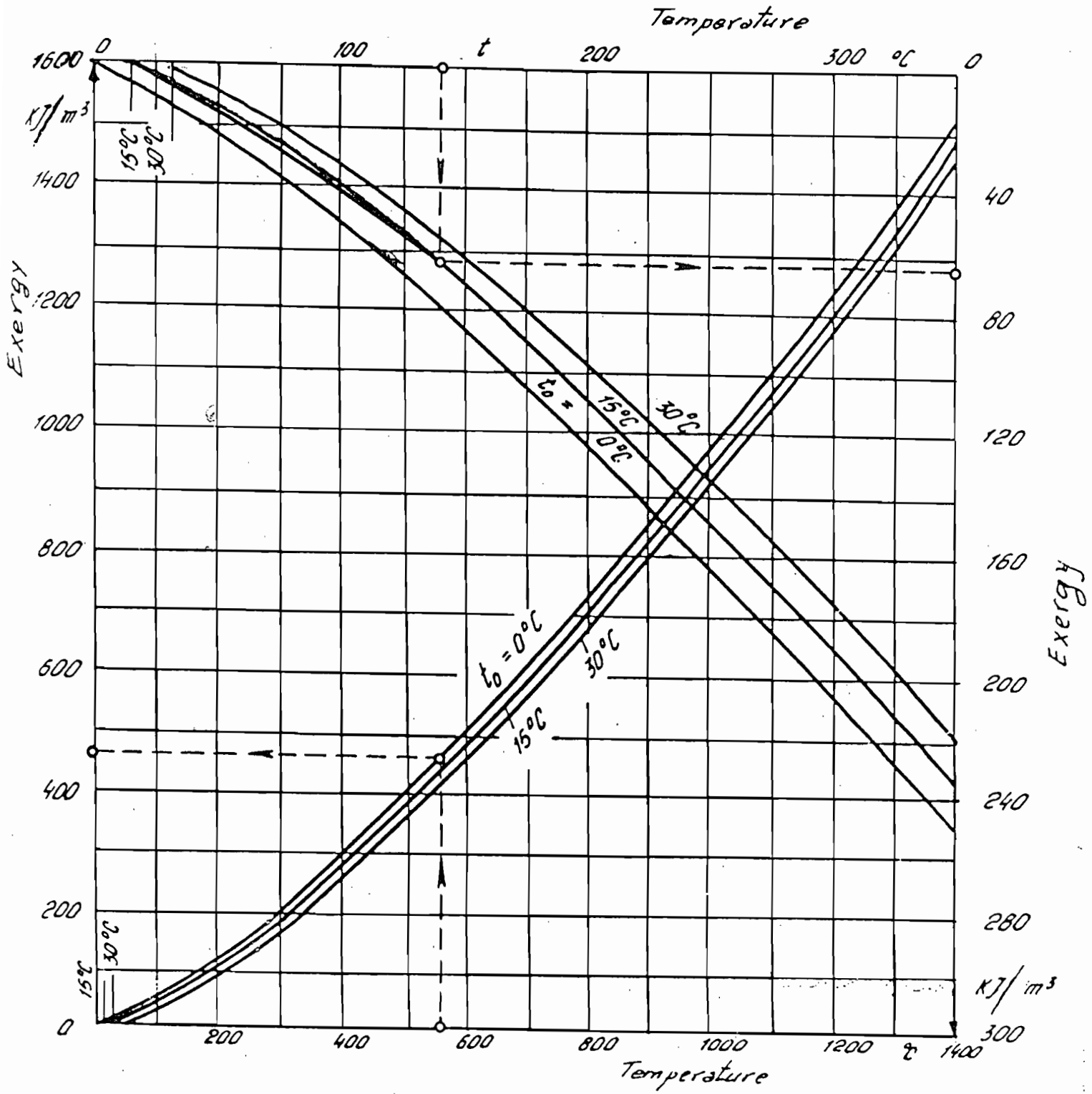


figure 4.14 : diagramme exergie-temperature de l'air

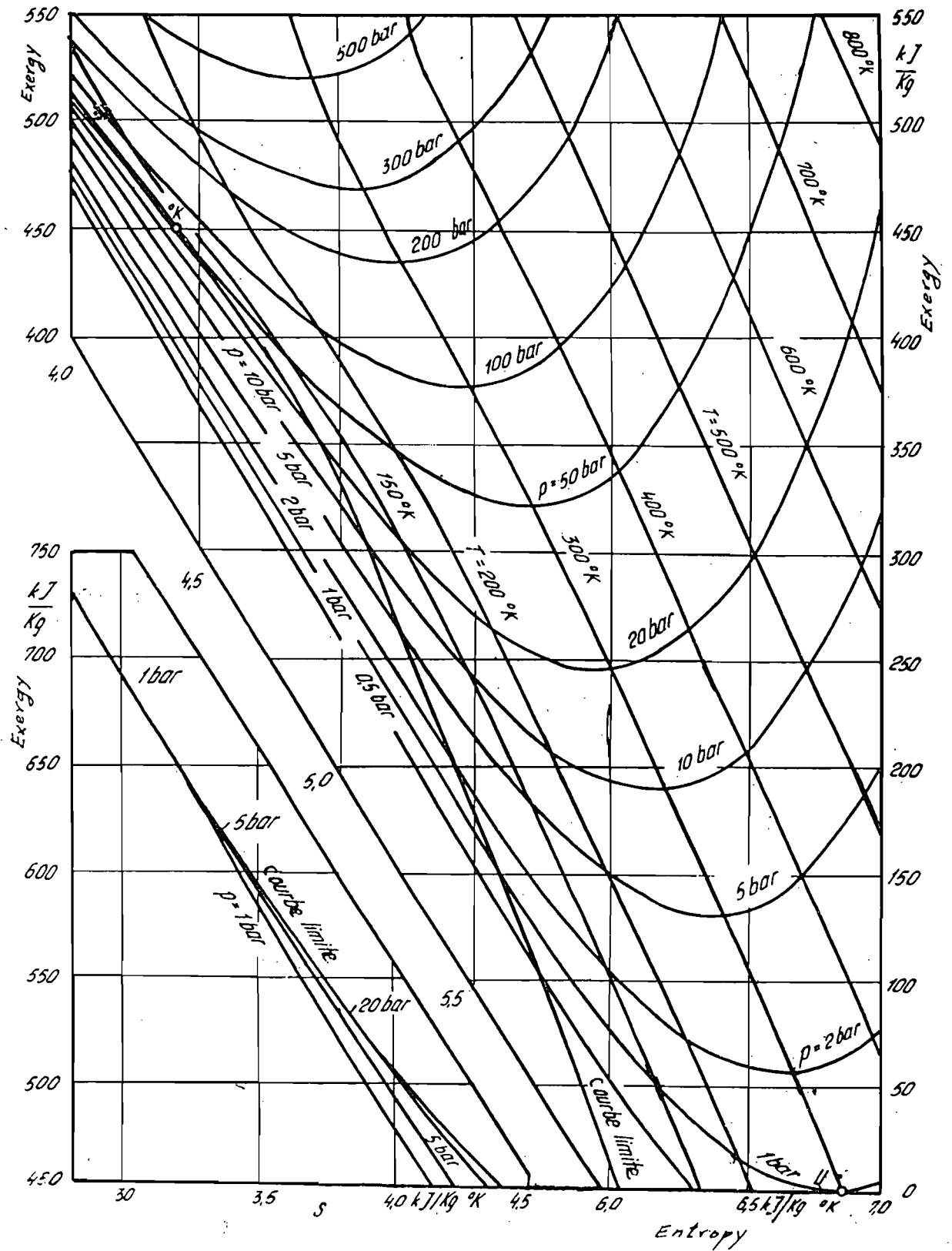


Figure 4.15: diagramme exergie-entropie de l'air

### 4.6.5 Finalisation du bilan exergetique

Le résultat de cette finalisation sera la détermination du rendement exergetique de la chaudière. Ainsi on peut comparer:

- l'exergie cédée par les gaz combustibles
- et l'exergie reçue par le fluide eau-vapeur

La différence entre ces deux exergies donne l'exergie perdue ayant pour cause les irréversibilités du transfert de chaleur à une différence finie de température.

Pour déterminer cette perte due aux irréversibilités de la transformation dans sa globalité, on doit comparer:

- l'exergie initiale fournie
- et l'exergie récupérée par le fluide eau-vapeur et pendant le réchauffage du fuel.

Il devient par la suite possible de déterminer le rendement exergetique de la chaudière donné par

$$\eta_{lex} = \frac{\text{exergie récupérée par le fluide eau-vapeur} + \text{exergie récupérée par le fuel}}{\text{exergie du combustible} + \text{exergie de l'excès d'air}}$$

On peut comparer ensuite ce rendement exergetique avec le rendement énergétique (ou thermique) obtenu de la façon suivante:

$$\eta_{len} = \frac{\text{énergie cédée au fluide eau-vapeur} + \text{énergie cédée au fuel réchauffé}}{\text{énergie totale à l'entrée.}}$$

On peut aussi représenter graphiquement la décomposition de la dépense en énergie et en exergie par un diagramme dit diagramme de Sankey.



## Chapitre 5: BILANS ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE

Les calculs sont faits avec plusieurs valeurs du coefficient d'excès d'air  $\lambda$ , valeurs qui sont les plus utilisées par l'entreprise pour faire fonctionner la chaudière. Ces valeurs sont:

$$\lambda = 1 \quad \lambda = 1,05 \quad \lambda = 1,12 \quad \lambda = 1,20 \quad \lambda = 1,30 \quad \lambda = 1,70$$

Pour la vapeur humide, à défaut de données précises sur le titre, les calculs sont effectués en supposant aussi certaines valeurs pour le titre. afin de se situer dans la plage de fonctionnement de la chaudière. Les différentes valeurs supposées pour le titre sont:

$$x = 0,80 \quad x = 0,85 \quad x = 0,90 \quad x = 0,95 \quad x = 1$$

Cependant, n'ayant pas une chaudière équipée d'un débitmètre qui donne directement le débit de fuel consommé, on considère la moyenne des quantités de vapeur consommées par kilogramme de fuel brûlé. Ces consommations sont fournies par l'entreprise.

Mois Années	Jan.	Fev.	Mars.	Avril	Mai	Juin	Juil	Août	Sept	Oct	Nov	Dec
1983	13,90	13,52	13,80	13,84	13,95	14,30	14	13,80	14	14,	14,63	16
1984	15,80		16		17		14	14	14	14	14	
1985	16	15										

Tableau 5.1: Consommations en kg vapeur / kg fuel fournies par CODIPRAL

Ainsi la consommation moyenne considérée à partir des données du tableau 5.1 sera de 14,50 kg vapeur / kg fuel.

La température de l'ambiance (ici l'atmosphère) où sont rejetés les gaz combustibles est égale en moyenne à 30°C. Par contre l'air pénètre dans le ventilateur à environ 34°C à cause des pertes par convection qui élèvent la température de la salle de la chaufferie.

L'eau d'alimentation se trouve à une température et une pression effective moyennes de  $100^{\circ}\text{C}$  et 12 bars respectivement. Cette eau sort sous forme de vapeur humide à 18 bars pression à laquelle correspond une température de saturation de  $207,09^{\circ}\text{C}$ .

### 5.1 Calcul de l'exergie de l'eau d'alimentation:

Nous utiliserons la figure 4-13. A  $100^{\circ}\text{C}$  et 12 bars, l'exergie spécifique de l'eau vaut:  $e_e = 30,769 \text{ kJ/kg}$   
Pour les 14,50 kg d'eau, nous avons donc:

$$E_e = 14,50 \times 30,769 = 446,155 \text{ kJ/kg fuel.}$$

### 5.2 Calcul de l'exergie de la vapeur humide ou sèche

Pour les différentes valeurs du titre  $x$ , la figure 4.12 donne les exergies spécifiques  $e_v$  en  $\text{kJ/kg vapeur}$ . Le tableau ci-dessous donne les exergies  $e_v$  et l'exergie totale  $E_v$  pour les 14,50 kg de vapeur

$$E_v = e_v \times 14,50 \quad [\text{kJ/kg fuel}]$$

$x$	0,80	0,85	0,90	0,95	1
$e_v \frac{\text{kJ}}{\text{kg vapeur}}$	744,444	788,889	822,222	850	890
$E_v \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	10794,438	11438,891	11922,219	12325	12905

Tableau 5.2 : exergie du fluide eau-vapeur

### 5.3 Calcul de l'accroissement de l'exergie du fluide eau-vapeur

Cet accroissement est égal à l'exergie à la sortie de la chaudière diminuée de l'exergie à l'entrée. A l'entrée  $E_e = 446,155 \text{ kJ/kg fuel}$

$$\Delta E_{ev} = E_v - E_e \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}. \text{ Le tableau ci-dessous donne les}$$

résultats :

$x$	0,80	0,85	0,90	0,95	1
$E_v \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	10794,438	11438,891	11922,219	12325	12905
$\Delta E_{ev} \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	10348,283	10992,736	11476,064	11878,845	12458,845

Tableau 5.3

#### 5.4 Exergie utilisée pour le réchauffage du fuel

Le fuel que nous avons n'a pas de formule chimique déterminée qui pourrait permettre la connaissance des paramètres tels que l'enthalpie et l'entropie dans un état donné. Donc le calcul de cette exergie résultant de la chaleur absorbée pour le réchauffage s'avère difficile. Nous procéderons ainsi à une surestimation de l'exergie cédée au fuel en la prenant égale à la quantité de chaleur ayant servi au réchauffage du fuel. Cette quantité de chaleur vaut  $Q_{\text{fuel}}^{\text{rech}} = 45,268 \text{ kJ/kg fuel.}$  (\*)

#### 5.5 Exergie du combustible

Le pouvoir calorifique supérieur du combustible, fuel lourd n° 2, sera obtenu en calculant la moyenne des valeurs fournies par la Société Africaine de Raffinage (S.A.R) et celles tirées de l'encyclopédie A<sub>3</sub> "Techniques de l'Ingénieur". Ainsi nous avons considéré un pouvoir calorifique supérieur PCS tel que

$$\text{PCS} = 10200 \text{ kcal}$$

$$\text{soit } \text{PCS} = 10200 \times 4,18 = 42636 \text{ kJ}$$

Ainsi l'exergie du combustible  $E_{\text{comb}}$  sera égale à

$$E_{\text{comb}} = 0,975 \times 42636 = 41570 \text{ kJ}$$

#### 5.6 Pertes d'exergie due à la combustion incomplète

En général les pertes d'exergie consécutives à une combustion incomplète excèdent rarement 1% du pouvoir calorifique supérieur, ou de l'exergie à l'entrée. Nous allons prendre un tel pourcentage.

#### 5.7 Pertes d'exergie par les gaz rejetés

Nous supposons qu'une kilomole de gaz occupe dans les conditions normales (0°C et 1atm) un volume de 22,4 m<sup>3</sup>. Ainsi, pour une quantité V de gaz donnée, équivalente à N kilomoles nous aurons:

(\*) : voir calcul dans Appendice B: calculs pour le bilan énergétique

62

$$V = 22,4 \times N \quad [\text{Nm}^3]$$

Par conséquent  $V_0 = 22,4 \times (n_{\text{O}_2}^{02} + n_{\text{O}_2}^{N_2})$ ,  $V_0$  étant le volume d'air théorique et l'indice 0 se réfère à la combustion stœchiométrique

Pour un coefficient d'excès d'air  $\lambda$  nous avons

$$V_{\text{air}} = V_0 (\lambda - 1) \quad \text{Nm}^3, \quad V_{\text{air}} \text{ étant l'excès d'air.}$$

Si  $V_{\text{gc}}$  est le volume des gaz combustibles, nous avons :

$$V_{\text{H}_2\text{O}} \% = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{gc}}} \times 100 \quad V_{\text{air}} \% = \frac{V_{\text{air}}}{V_{\text{gc}}} \times 100$$

Avec le diagramme fig 4.9 nous avons les résultats dans le tableau suivant :

$\lambda \rightarrow$	1	1,05	1,12	1,20	1,30	1,40	1,70
$n_{\text{gc}} \frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$	0,52627	0,55091	0,58540	0,62482	0,67410	0,72338	0,87118
$V_{\text{gc}} \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel}}$	11,788	12,340	13,113	13,996	15,100	16,204	19,514
$n_{\text{H}_2\text{O}} \frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$	0,066	0,066	0,066	0,066	0,066	0,066	0,066
$V_{\text{H}_2\text{O}} \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel}}$	1,478	1,478	1,478	1,478	1,478	1,478	1,478
$V_{\text{H}_2\text{O}} \%$	12,54	11,98	11,27	10,56	9,79	9,12	7,57
$V_{\text{air}} \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel}}$	0	0,552	1,324	2,208	3,311	4,415	7,727
$V_{\text{air}} \%$	0	4,47	10,10	15,78	21,93	27,25	39,60
$e_{\text{gc}} \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}$	104	100	96	92	88	85,5	82
$E_{\text{gc}} \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	1225,952	1234,0	1258,848	1287,632	1328,800	1385,442	1600,148

Tableau 5.4 : exergie perdue dans les gaz combustibles.

### 5.8 Apport en exergie de l'excès d'air

Pour qu'il y ait amorçage de la combustion, il faut que la pression de l'air au dessus de la pression atmosphérique soit de 300 mm CE soit une pression absolue de 1,042 bars. L'erreur commise en considérant la pression atmosphérique.

Sur le diagramme [fig 4.14] on lit  $e_{\text{air}} = 1,82 \text{ kJ/Nm}^3$

Pour les différentes valeurs de  $V_{\text{air}}$ , les résultats sont regroupés dans le tableau de la page suivante

$\lambda$	1	1,05	1,12	1,20	1,30	1,40	1,70
$e_{\text{air}} \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}$	1,82						
$V_{\text{air}} \frac{\text{Nm}^3}{\text{kg fuel}}$	0	0,552	1,324	2,208	3,311	4,415	7,727
$E_{\text{air}} \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	0	1,005	2,410	4,019	6,026	8,035	14,063

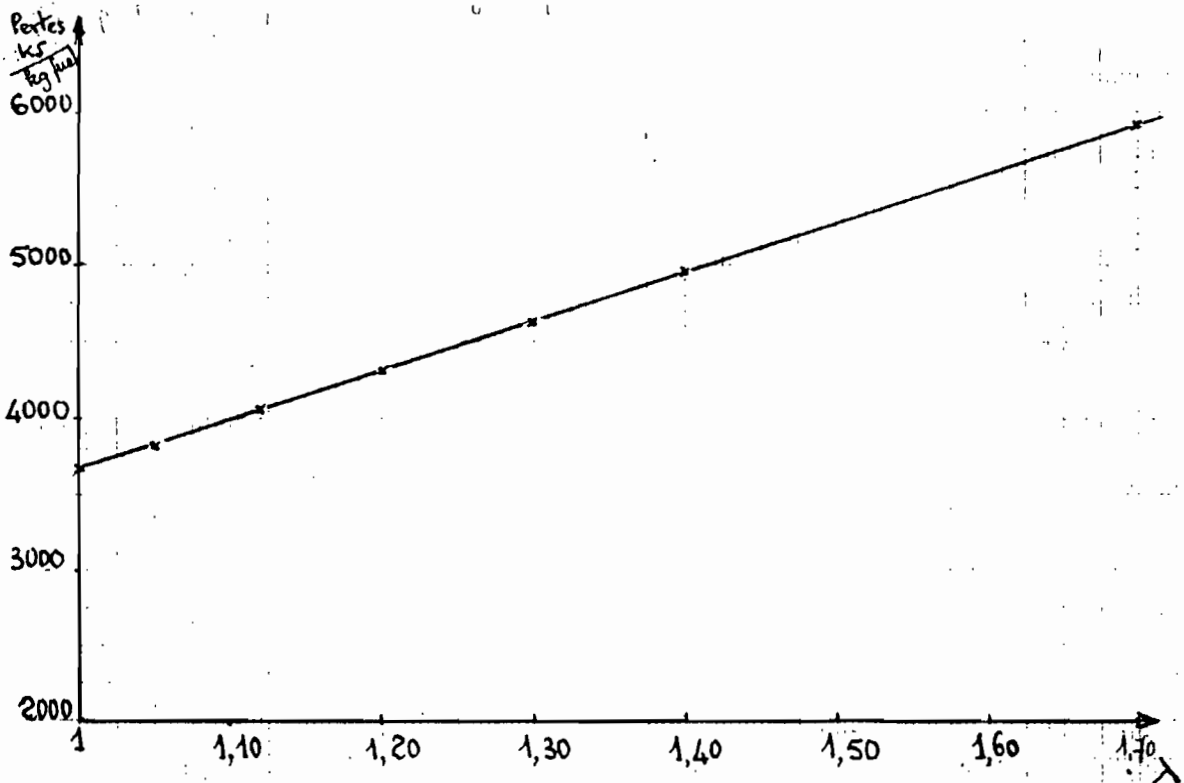
Tableau 5.5 : apport en énergie par l'excès d'air

5.9 Exergie totale à l'entrée

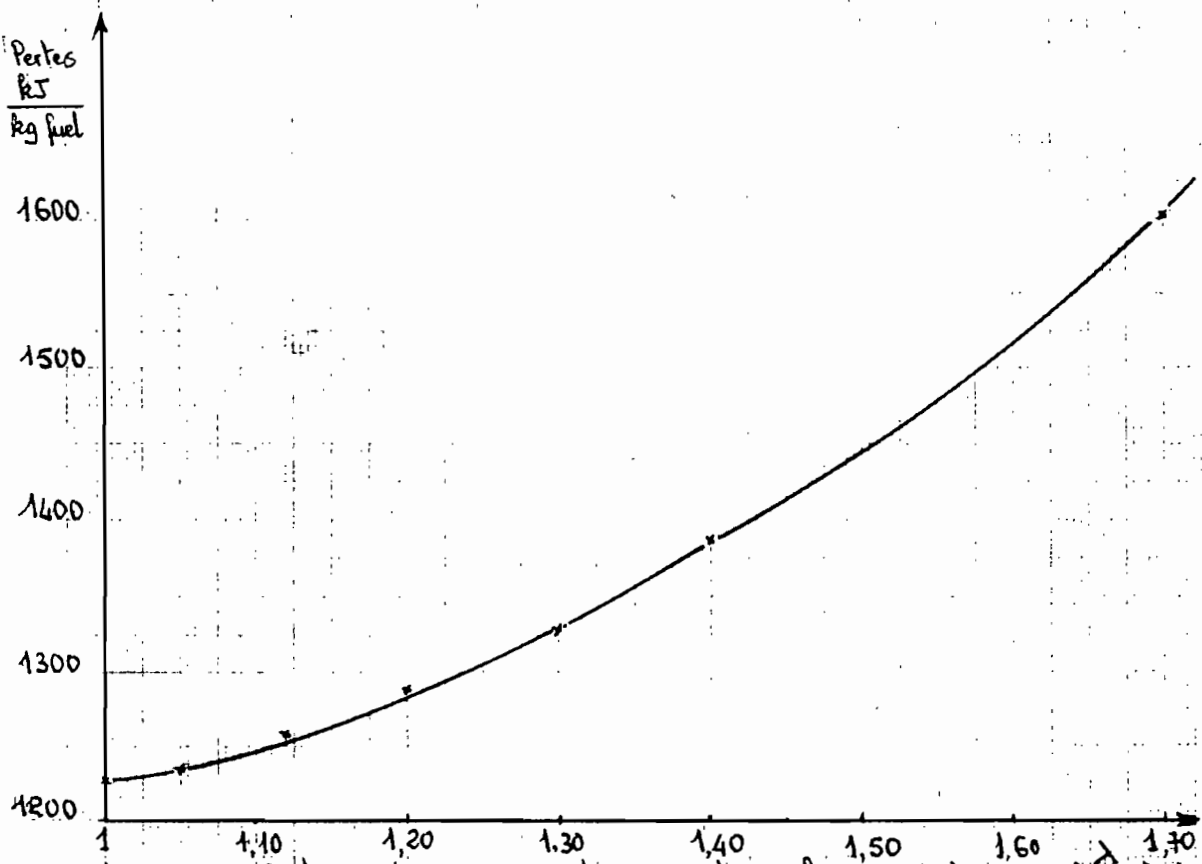
La valeur de cette exergie sera l'exergie du combustible augmentée de l'exergie de l'excès d'air. Le tableau suivant donne les résultats.

$\lambda$	1	1,05	1,12	1,20	1,30	1,40	1,70
$E_{\text{air}}^o \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	0	1,005	2,410	4,019	6,026	8,035	14,063
$E_{\text{fuel}} \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	41570						
$E_{\text{totale}} \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	41570	41571,005	41572,410	41574,019	41576,026	41578,035	41584,063

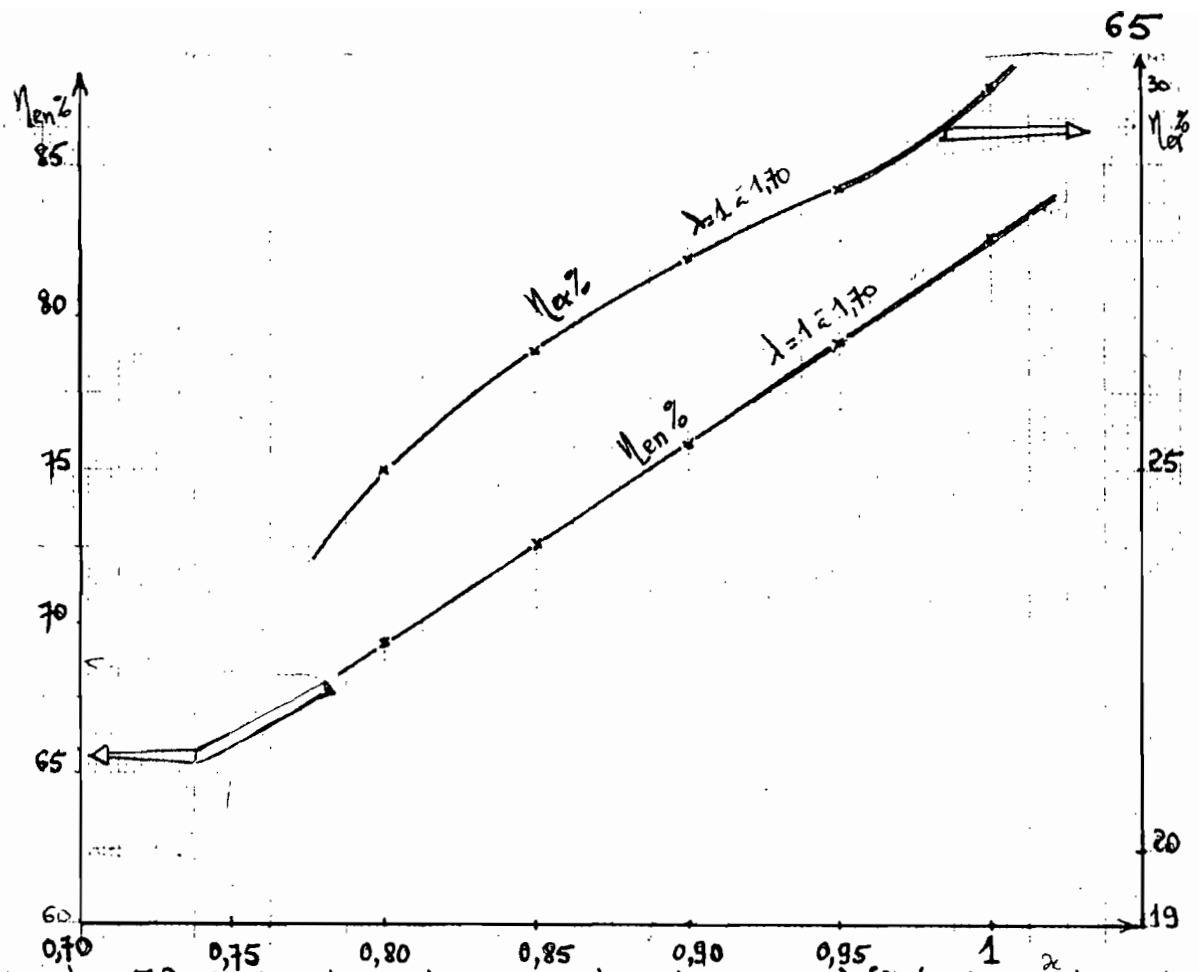
Tableau 5.6 : exergie totale à l'entrée (pour 1 kg de fuel)



Courbe 5.1 Pertes d'énergie par les fumées en fonction de  $\lambda$  pour 1 kg de fuel brûlé



Courbe 5.2 Pertes d'énergie par les gaz rejetés en fonction de  $\lambda$  pour 1 kg de fuel brûlé



Courbe 5.3 : Rendement énergétique en fonction du titre pour  $\lambda$  fixé (ordonnée de gauche)  
Rendement exergetique en fonction du titre pour  $\lambda$  fixé (ordonnée de droite)

### Conclusion partielle:

Les courbes nous montrent que les pertes en énergie comme en exergetie augmentent avec le coefficient d'excès d'air  $\lambda$ . En effet, l'air entrant à une température relativement basse, absorbe ainsi une certaine quantité de chaleur qui naturellement doit augmenter avec le volume d'air introduit. Ces pertes auraient dû être minimisées en réchauffant l'air comburant au moyen des gaz combustibles rejetés.

Il est à noter aussi que les rendements énergétique et exergetique, pour une valeur donnée du titre de la vapeur, sont très peu affectés par les coefficients d'excès d'air pris en compte. Par contre ces rendements varient sensiblement avec le titre.

Et si le rendement énergétique varie quasi linéairement avec le titre, il n'en est pas de même pour le rendement exergetique.

Les diagrammes (5.1) à (5.7) donnent la répartition de l'énergie et de l'exergie. Ces diagrammes dits diagrammes de SAUKEY constituent les bilans énergétique et exergetique de la chaudière. Ils permettent de visualiser la différence fondamentale qui existe entre les deux bilans.

Toutes les valeurs énergétiques et exergetiques inscrites sur ces diagrammes, s'expriment en  $\text{kJ/kg}$  de fuel brûlé.

Les notations suivantes ont été adoptées

- ① : la vapeur produite a un titre  $x = 0,80$
  - ② : la vapeur produite a un titre  $x = 0,85$
  - ③ : la vapeur produite a un titre  $x = 0,90$
  - ④ : la vapeur produite a un titre  $x = 0,95$
  - ⑤ : la vapeur produite a un titre  $x = 1$
- P.N : puissance thermique nominal.

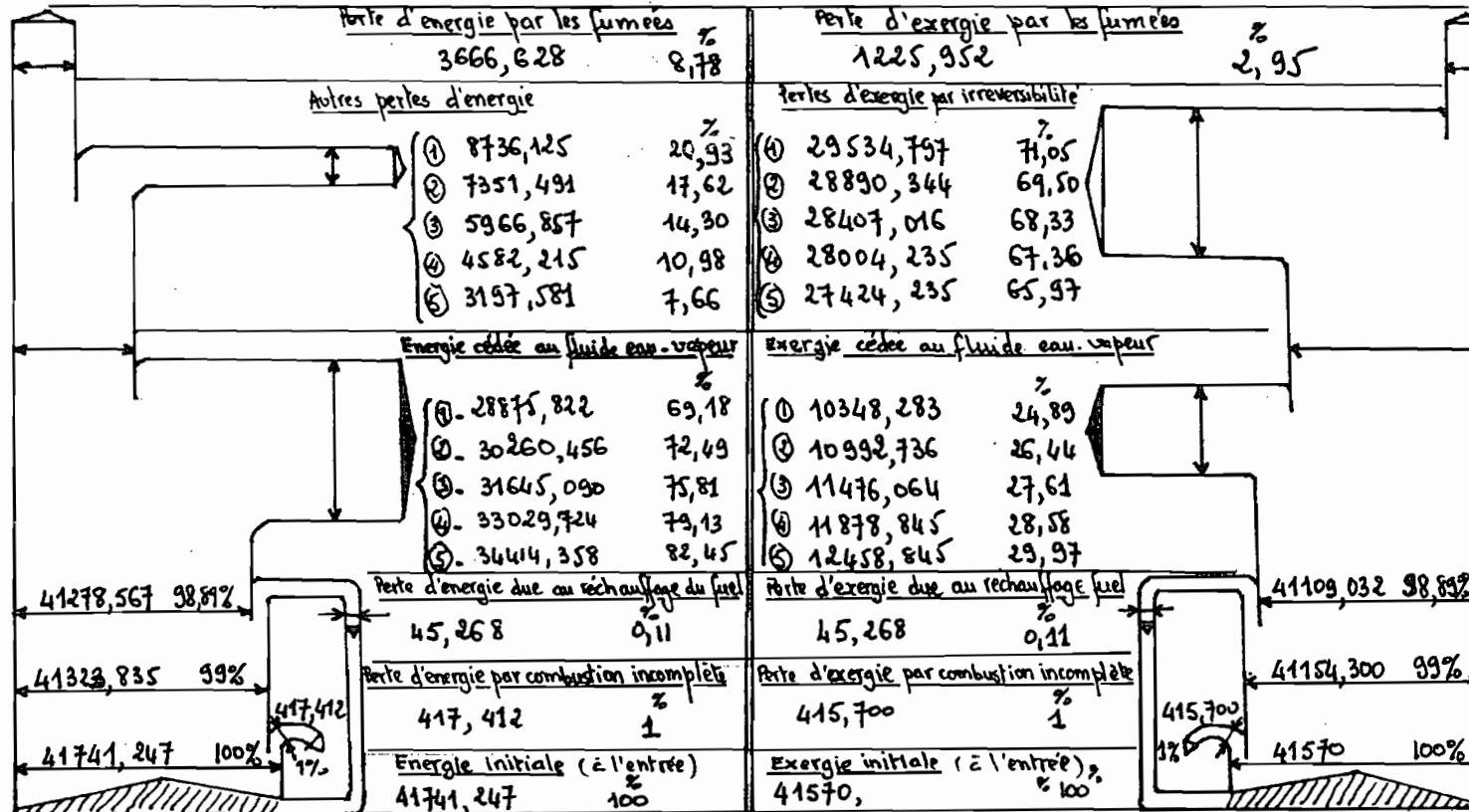
Pour les différentes valeurs du titre, on a pu établir les rendements énergétique et exergetique pour chaque valeur du coefficient d'excès d'air  $\lambda$ .



Diagramme 5.1 pour  $\lambda = 1$   
bilan énergétique

CHAUDIERE WANSON. P.N. =  $9,7 \cdot 10^6$  kJ/h

bilan exergetique



Rendement énergétique

$$\eta_{en\%} \begin{cases} ① 69,18 + 0,11 = 69,29 \\ ② 72,49 + 0,11 = 72,60 \\ ③ 75,81 + 0,11 = 75,92 \\ ④ 79,13 + 0,11 = 79,24 \\ ⑤ 82,45 + 0,11 = 82,56 \end{cases}$$

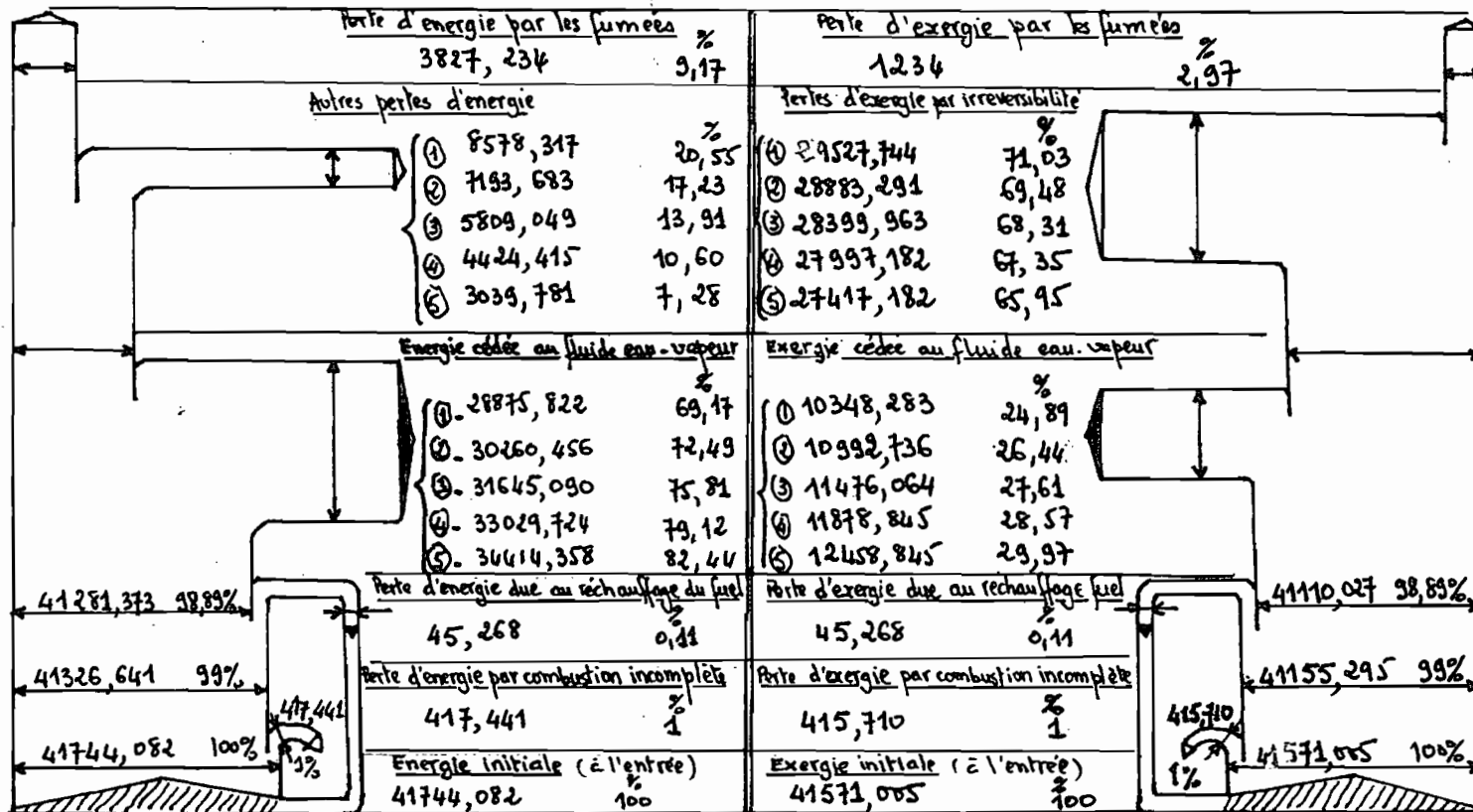
Rendement exergetique

$$\eta_{ex} \begin{cases} ① 24,89 + 0,11 = 25 \\ ② 26,44 + 0,11 = 26,55 \\ ③ 27,61 + 0,11 = 27,72 \\ ④ 28,58 + 0,11 = 28,69 \\ ⑤ 29,97 + 0,11 = 3 \end{cases}$$

Diagramme : 5.2 : pour  $\lambda = 1,05$   
bilan énergétique

CHAUDIERE WANSON; PN:  $9,7 \cdot 10^6 \text{ KJ/m}^3$

bilan exergetique



68

Rendement énergétique  $\eta_{en} \%$

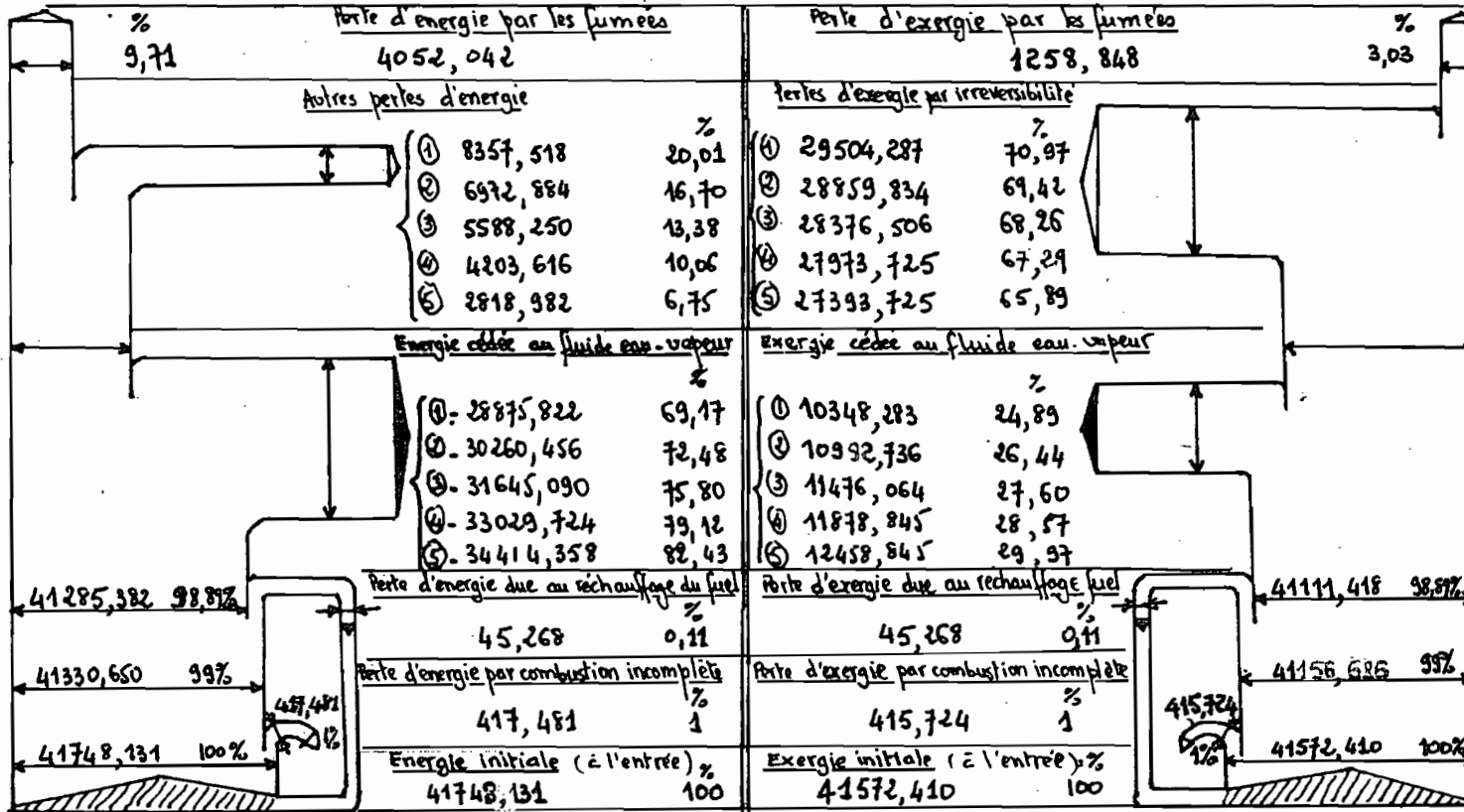
- ①  $69,17 + 0,11 = 69,28$
- ②  $72,49 + 0,11 = 72,60$
- ③  $75,81 + 0,11 = 75,92$
- ④  $79,12 + 0,11 = 79,23$
- ⑤  $82,44 + 0,11 = 82,55$

Rendement exergetique  $\eta_{ex} \%$

- ①  $24,89 + 0,11 = 25$
- ②  $26,44 + 0,11 = 26,55$
- ③  $27,61 + 0,11 = 27,72$
- ④  $28,57 + 0,11 = 28,68$
- ⑤  $29,97 + 0,11 = 30,08$

Diagramme 5.3 pour  $\lambda = 1,10$   
bilan énergétique

CHAUDIERE WANSON. P. 38 ± 9,7.10<sup>6</sup> Bt/h  
bilan exergetique



Rendement énergétique  $\eta_{en}$  %

- ①  $69,17 + 0,11 = 69,28$
- ②  $72,48 + 0,11 = 72,59$
- ③  $75,80 + 0,11 = 75,91$
- ④  $79,12 + 0,11 = 79,23$
- ⑤  $82,43 + 0,11 = 82,54$

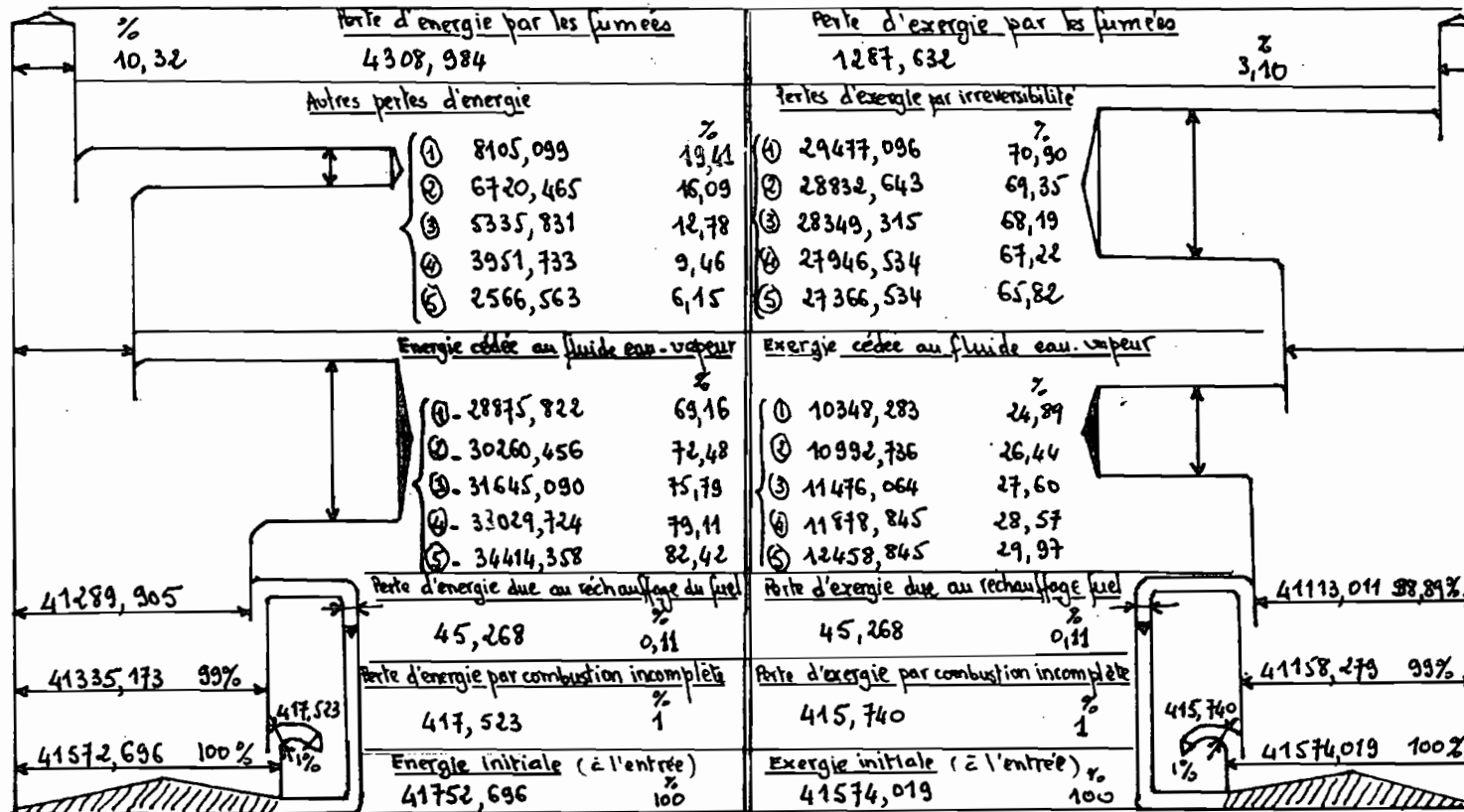
Rendement exergetique  $\eta_{ex}$  %

- ①  $24,89 + 0,11 = 25$
- ②  $26,44 + 0,11 = 26,55$
- ③  $27,60 + 0,11 = 27,71$
- ④  $28,57 + 0,11 = 28,68$
- ⑤  $29,97 + 0,11 = 30,08$

Diagramme 5.4 pour  $\lambda = 1,20$   
bilan énergétique

CHAUDIERE WANSON P.N: 9,7.107 KJ/h

bilan exergetique



Rendement énergétique  $\eta_{en} \%$

- ①  $69,16 + 0,11 = 69,27$
- ②  $72,48 + 0,11 = 72,59$
- ③  $75,79 + 0,11 = 75,90$
- ④  $79,11 + 0,11 = 79,22$
- ⑤  $82,42 + 0,11 = 82,53$

Rendement exergetique  $\eta_{ex} \%$

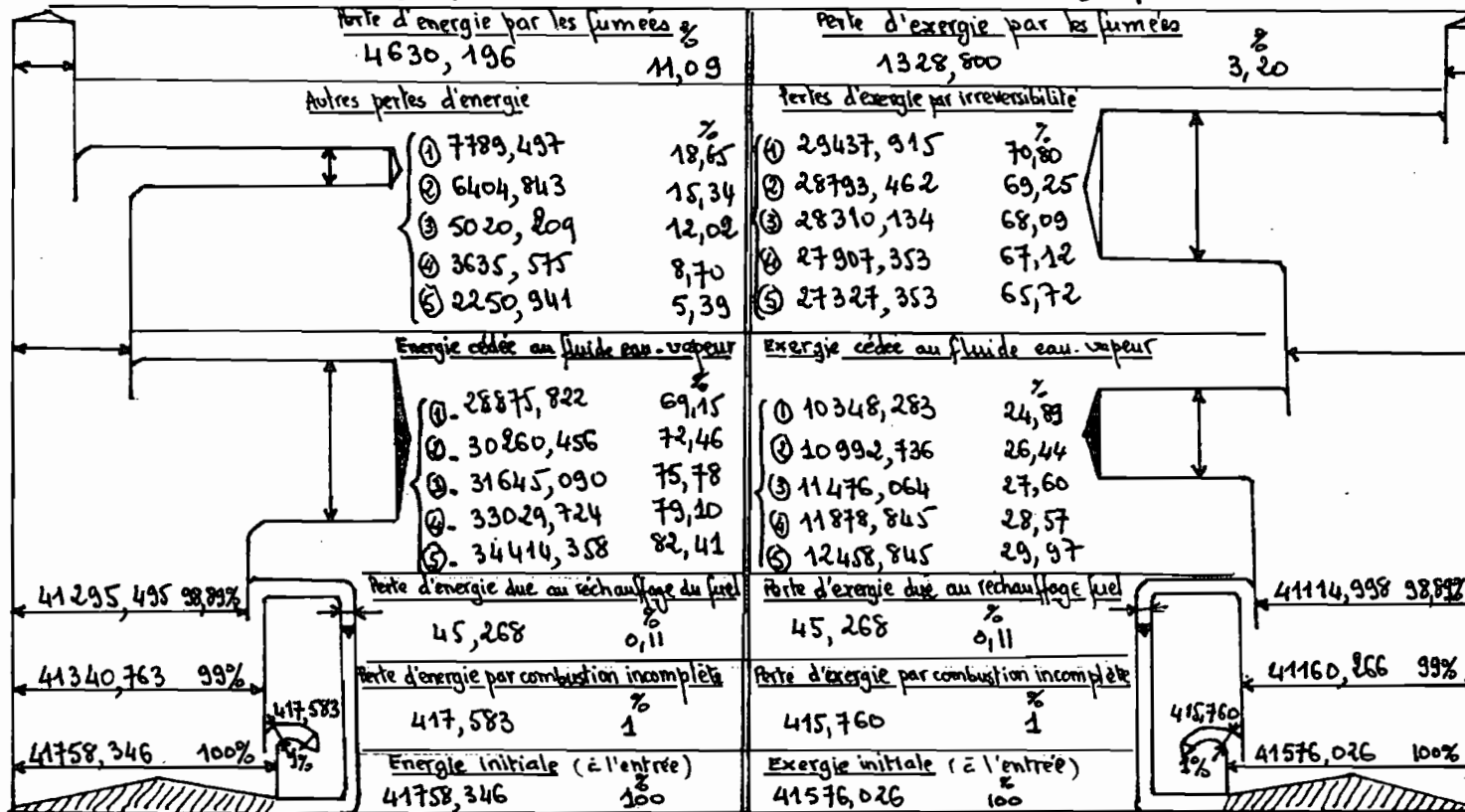
- ①  $24,89 + 0,11 = 25$
- ②  $26,44 + 0,11 = 26,55$
- ③  $27,60 + 0,11 = 27,71$
- ④  $28,57 + 0,11 = 28,68$
- ⑤  $29,97 + 0,11 = 30,08$

Diagramme 5.5 pour  $\lambda = 1,30$

bilan énergétique

CHAUDIERE WANSON P.N =  $9,7 \cdot 10^7$  kJ/h

bilan exergetique



Rendement énergétique  $\eta_{en} \%$

- ①  $69,15 + 0,11 = 69,26$
- ②  $72,46 + 0,11 = 72,57$
- ③  $75,78 + 0,11 = 75,89$
- ④  $79,10 + 0,11 = 79,21$
- ⑤  $82,41 + 0,11 = 82,52$

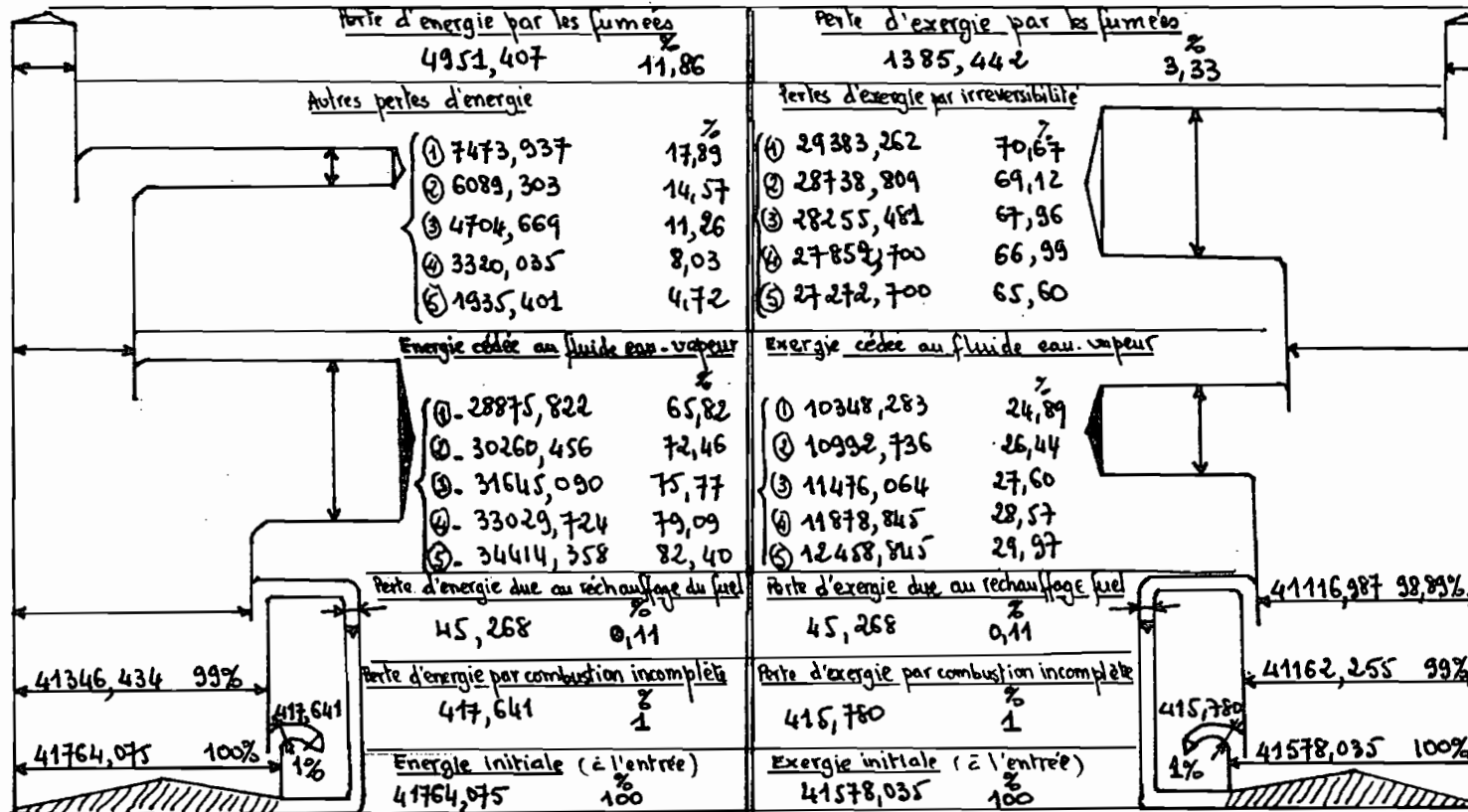
Rendement exergetique  $\eta_{ex} \%$

- ①  $24,89 + 0,11 = 25$
- ②  $26,44 + 0,11 = 26,55$
- ③  $27,60 + 0,11 = 27,71$
- ④  $28,57 + 0,11 = 28,68$
- ⑤  $29,97 + 0,11 = 30,08$

Diagramme 5.6 pour  $\lambda = 1,40$   
bilan énergétique

CHAUDIERE WANSON . P.N =  $9,7 \cdot 10^6$  KJ/h

bilan exergetique



Rendement energetique  $\eta_{en} \%$

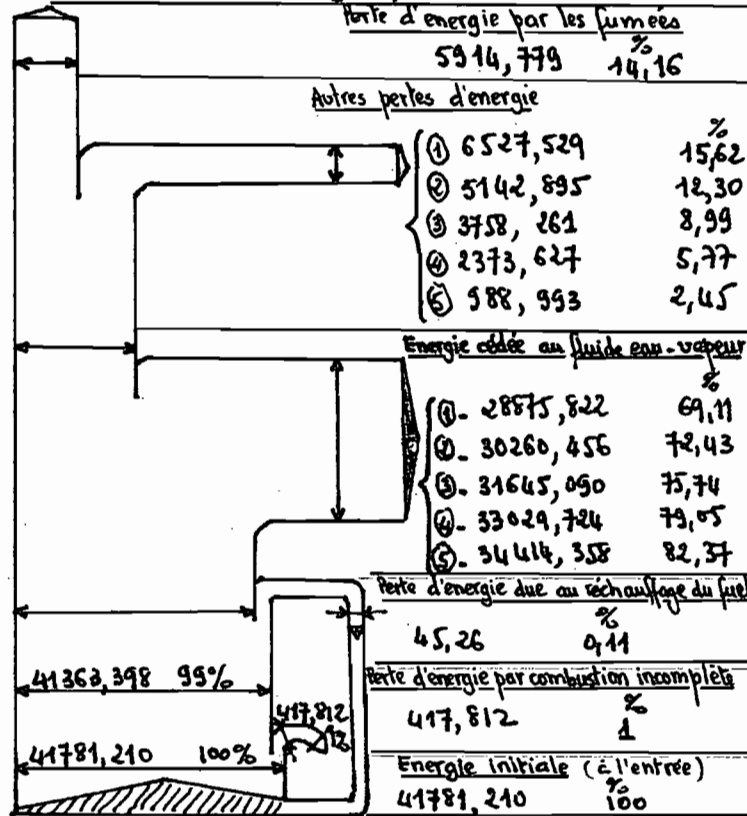
- ①  $65,82 + 0,11 = 65,93$
- ②  $72,46 + 0,11 = 72,57$
- ③  $75,77 + 0,11 = 75,88$
- ④  $79,09 + 0,11 = 79,20$
- ⑤  $82,40 + 0,11 = 82,51$

Rendement exergetique  $\eta_{ex} \%$

- ①  $24,89 + 0,11 = 25$
- ②  $26,44 + 0,11 = 26,55$
- ③  $27,60 + 0,11 = 27,71$
- ④  $28,57 + 0,11 = 28,68$
- ⑤  $29,97 + 0,11 = 30,08$

Diagramme 5.7 pour  $\lambda = 1,70$

bilan énergétique

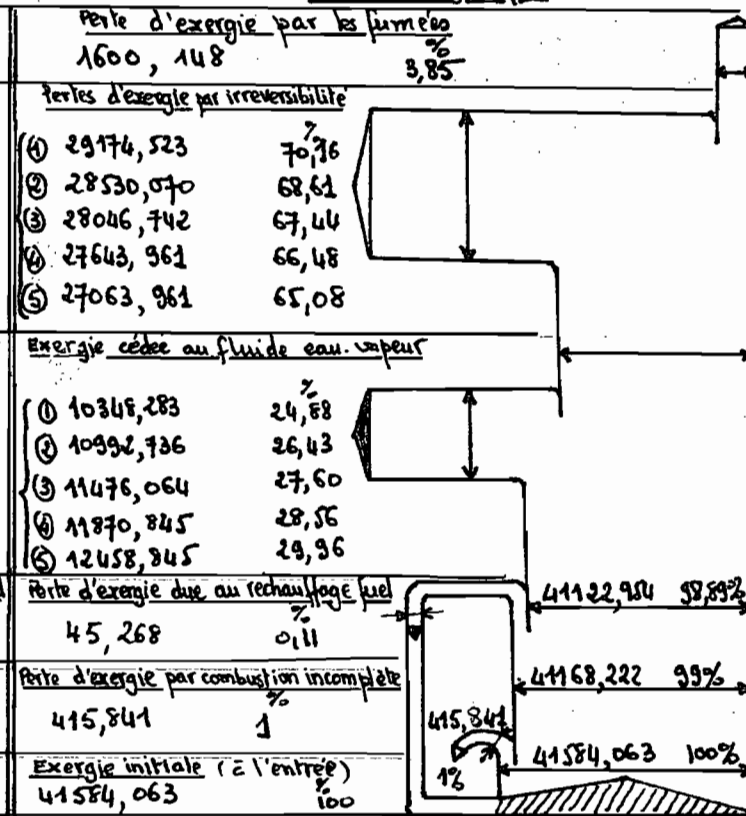


Rendement énergétique  $\eta_{en}$  %

- ①  $69,11 + 0,11 = 69,22$
- ②  $72,43 + 0,11 = 72,54$
- ③  $75,74 + 0,11 = 75,85$
- ④  $79,05 + 0,11 = 79,16$
- ⑤  $82,37 + 0,11 = 82,48$

CHAUDIERE WANSON P.N:  $9,7 \cdot 10^6$  KJ/h

bilan exergetique



Rendement exergetique  $\eta_{ex}$  %

- ①  $24,88 + 0,11 = 24,99$
- ②  $26,43 + 0,11 = 26,54$
- ③  $27,60 + 0,11 = 27,71$
- ④  $28,56 + 0,11 = 28,67$
- ⑤  $29,96 + 0,11 = 30,07$

## Chapitre 6 CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

L'analyse faite autant au point de vue énergétique qu'exergétique permet une caractérisation assez complète du type de chaudière utilisée surtout relativement aux conditions de fonctionnement et à certains paramètres d'exploitation.

Le rendement exergetique varie seulement entre 25% et 30% tandis que le rendement énergétique arrive à atteindre 82% avec une valeur minimale de 69%. Si on se serait guidé seulement par le critère énergétique, c'est à dire tenant compte seulement du premier principe de la thermodynamique, on aurait eu la tendance à se montrer presque satisfait sans recourir à un examen plus détaillé. La différence substantielle entre les deux types de rendements ne se réfère pas à des hypothèses de travail différentes mais au fait que le concept d'exergie combine dans une seule entité les deux principes de la thermodynamique. L'ignorance du deuxième principe de la thermodynamique par le rendement énergétique modifie la réalité car elle induit à cacher des pertes qui on aura tendance à négliger. Les pertes supplémentaires soulignées par le rendement exergetique qui n'arrive même pas à 40% de la valeur du rendement énergétique, sont déterminées par les irréversibilités du procédé, dont les deux sources importantes sont:

- les irréversibilités dues à la combustion;
- les irréversibilités dues à l'échange de chaleur à une différence finie de température.

Le calcul nous montre que l'ensemble de ces pertes représente



environ 65% jusqu'à 70% de l'exergie initiale du combustible.

Le type de chaudière à tubes de fumées ne permet pas à cause de sa construction même, de délimiter les pertes dues aux irréversibilités de la combustion par rapport à celles dues au transfert de chaleur.

A partir des analyses similaires faites dans les articles scientifiques, on pourra apprécier d'une façon globale que :

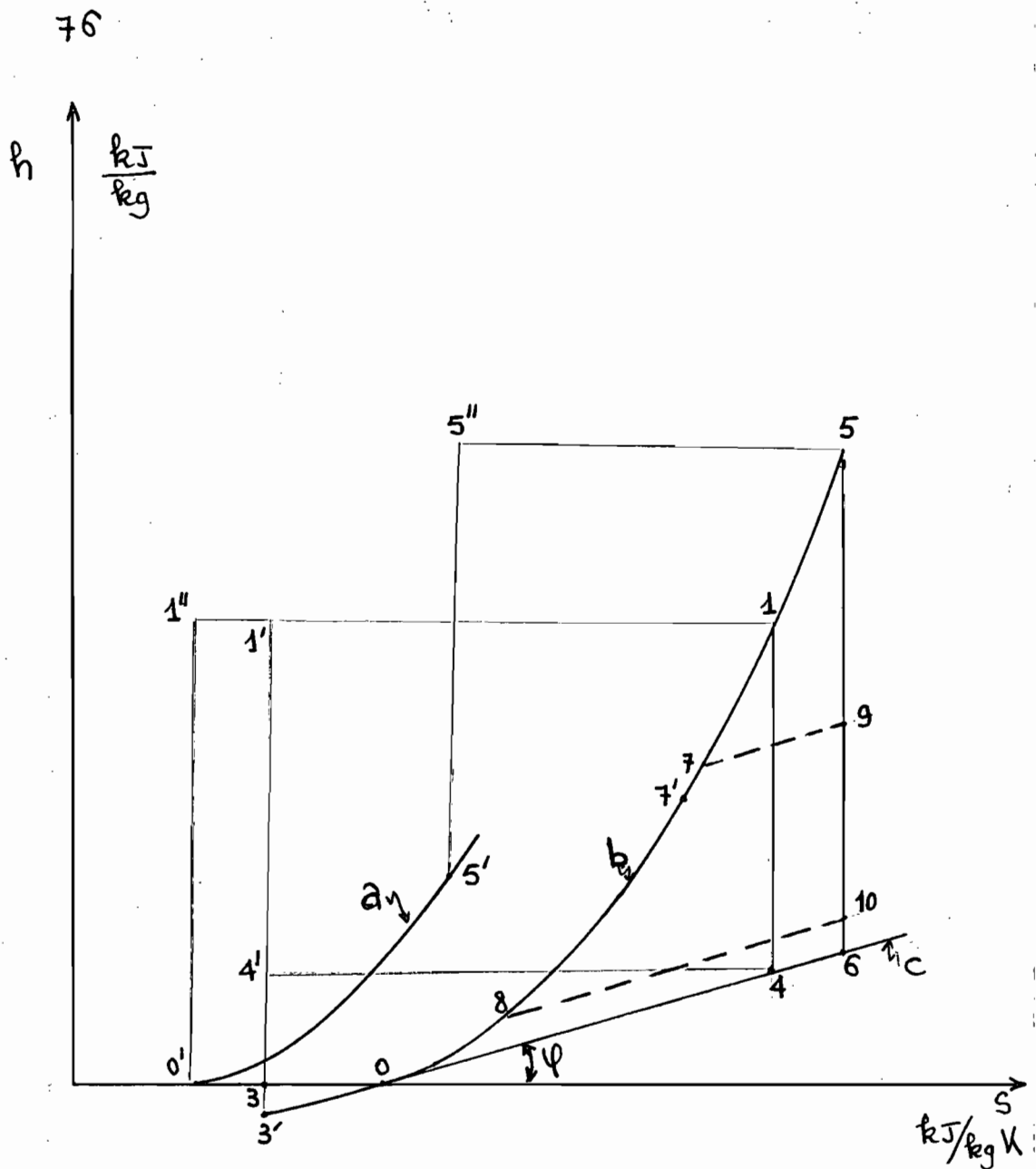
- 45% des pertes sont dues à la combustion
- 50% des pertes sont dues au transfert de chaleur

L'ordre de grandeur de ces pertes donne aussi une image globale sur le type de chaudière utilisée, qui est placé au bas de l'échelle des chaudières contemporaines. Mais cette chaudière présente l'avantage que l'investissement qu'elle nécessite est relativement réduit.

Un facteur important pour améliorer le rendement exergetique en diminuant les pertes dues aux imperfections du processus de combustion, sera de chauffer l'air introduit dans le foyer de la chaudière. Le préchauffage de l'air à l'aide des gaz comburés évacués par la cheminée aura une influence importante sur l'efficacité de la combustion. Pour illustrer cet aspect on va utiliser le diagramme enthalpie-entropie de la page suivante.

En introduisant simplement l'air ambiant dans le foyer, on a pour l'air l'état initial  $0'$  et pour le combustible une exergie initiale  $\overline{1'3'}$  plus grande que son pouvoir calorifique inférieur  $PCI = H_i = \overline{1'3}$ .

Dans l'hypothèse d'une combustion adiabatique, le procédé sera aussi isenthalpique et donc à la sortie du foyer, les gaz comburés auront la même enthalpie représentée par le point 4 sur la courbe b. L'exergie des gaz comburés sera alors  $\overline{1.4} < \overline{1'3'}$ . Le segment  $\overline{4'3'}$  représente donc les pertes d'exergie dans la combustion.



- a: l'isobare de l'air préchauffé
- b: l'isobare des gaz comburés
- c: la droite du milieu ambiant :

$$\operatorname{tg} \varphi = \left( \frac{\delta h}{\delta s} \right)_p = T_0$$

On peut définir un rendement exergetique théorique de la combustion isobare (dans le foyer de la chaudière) le rapportant entre l'exergie des gaz comburés et l'exergie du combustible. On peut écrire donc:

$$\xi_e = \frac{\overline{1.4}}{\overline{1'3'}} = \frac{\overline{1.4'}}{\overline{1'3'}}$$

Par le préchauffage de l'air, on augmente l'exergie disponible en activant la combustion.

Considérant l'enthalpie de l'air préchauffé correspondant au point 5' (à une température plus élevée que la température ambiante) et ajoutant à celle-ci le pouvoir calorifique inférieur  $H_i$ , on arrive au point 5'' correspondant à l'enthalpie du mélange combustible-air et qui permet de déterminer au point 5 l'exergie des gaz comburés  $\overline{5.6} > \overline{1.4}$

Les conditions de fonctionnement du préchauffement sont établies par:

- l'état 7' ayant une température  $T_{7'} = T_{5'}$  ;
  - l'état 7 qui correspond à l'entrée des gaz comburés ;
  - l'état 8 qui correspond à la sortie des gaz comburés:
- $$h_7 - h_8 = h_{5'}$$

L'exergie  $\overline{10.6}$  représente les pertes d'exergie des gaz comburés évacués par la cheminée. L'exergie utilisée des gaz comburés sera alors :  $\overline{5.6} - \overline{9.10}$

et le rendement exergetique théorique:

$$\xi_e = \frac{\overline{5.6} - \overline{9.10}}{\overline{1'3'}} = \frac{\overline{5.9} + \overline{10.6}}{\overline{1'3'}}$$

Il est évident alors que:  $\overline{5.9} + \overline{10.6} > \overline{1.4}$  et le rendement exergetique théorique de la combustion va augmenter. Une autre mesure non moins importante pour améliorer le rendement exergetique serait de chercher à réduire les pertes dues à l'irréversibilité du transfert de chaleur à une différence finie de température. Entre autres actions, on peut essayer de réduire les

perdes par convection et par rayonnement, Pour ce faire, il est nécessaire de connaître les propriétés de la matière isolante afin de pouvoir déterminer l'épaisseur économique de la couche isolante qui donnerait une réduction optimale des pertes c'est à dire au moindre coût. On doit connaître aussi les propriétés des matériaux réfractaires constituant les murs à l'intérieur de la chaudière. Les dimensions et les formes de ces murs réfractaires permettront de vérifier si à leur température d'équilibre, ces murs rayonnent ou ~~non~~ une quantité de chaleur supérieure à celle qu'ils absorbent. De même, une étude de la circulation des gaz comburés dans les tubes de fumées permettrait de voir si l'évacuation des gaz, qui dans l'état actuel est naturelle, satisfait aux conditions d'un bon échange thermique. Dans le cas contraire, on pourrait préconiser l'utilisation d'un évacuateur mécanique ou procéder à un redimensionnement de la cheminée.

Enfin comme le montrent les résultats, l'efficacité de la chaudière serait accrue si on cherchait à satisfaire les exigences d'une production de vapeur saturée.

# APPENDICES

## APPENDICE A : APPLICATION DES NOTIONS DE SYSTEME ET DE VOLUME DE CONTRÔLE À LA REACTION DE COMBUSTION

La résolution des équations de combustion repose sur deux principes fondamentaux :

- le principe de la conservation de la masse ;
- le principe de la conservation de l'énergie ou premier principe de la thermodynamique.

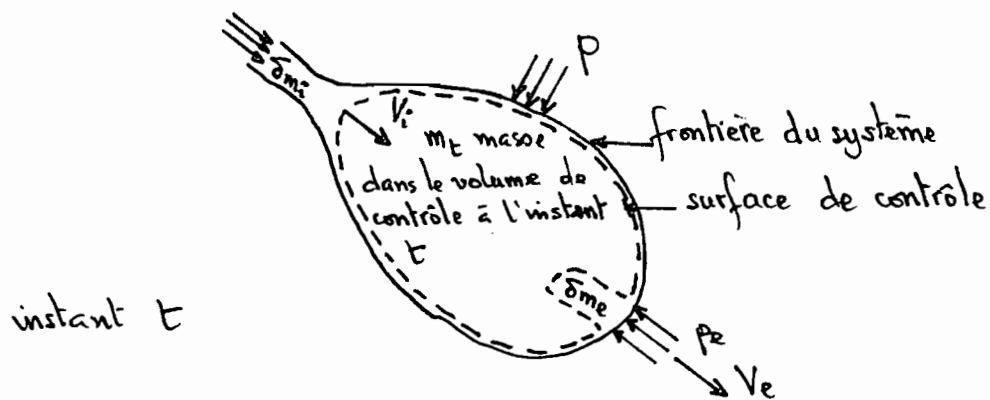
Dans l'analyse de la transformation qu'est la combustion, nous allons utiliser les concepts de système et de volume de contrôle. Avant de continuer, il serait nécessaire de définir les notions de volume de contrôle et de système.

système : un système est une masse finie de matériel situé dans un entourage duquel il est séparé par une surface fermée appelée frontière du système. Les dimensions de cette surface peuvent changer avec le temps mais la masse reste constante.

volume de contrôle : le volume de contrôle est une région de l'espace délimitée par une surface dite de contrôle. La forme et les dimensions de ce volume de contrôle sont choisies de façon arbitraire.

### A.1 Volume de contrôle et conservation de la masse

Considérons le système et le volume de contrôle suivants



$p$ : pression de l'entourage

$p_i$ : pression de la masse qui entre

$p_e$ : pression de la masse qui sort

$v_i$ : vitesse de la masse qui entre

$v_e$ : vitesse de la masse qui sort.

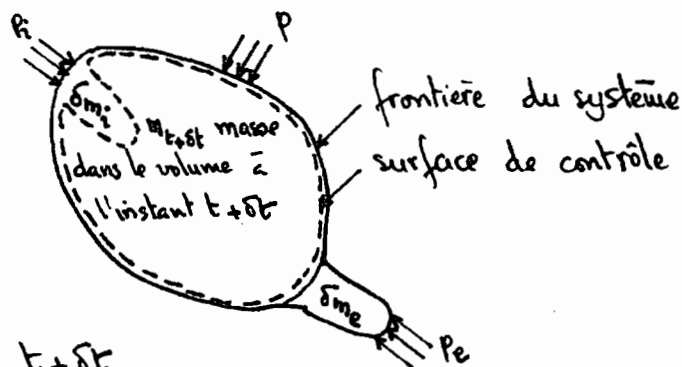
Soit  $\delta m_i$  la masse qui entre dans le volume de contrôle à l'instant  $t$

$\delta m_e$  la masse qui sort du volume de contrôle à l'instant  $t$

$m_t$  la masse à l'intérieur du système au même instant  $t$

La masse du système devient  $m_t + \delta m_i$

Si nous considérons l'évolution du système, nous pouvons le représenter à l'instant  $t + \delta t$



instant  $t + \delta t$

La masse du système vaut  $m_{t+\delta t} + \delta m_e$

Suivant le principe de la conservation de la masse nous avons :

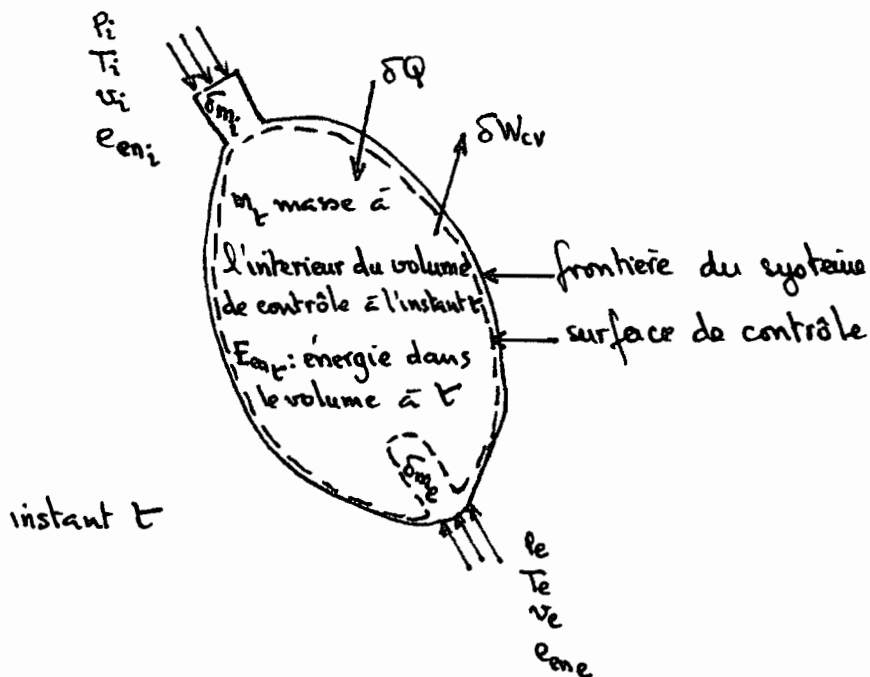
$$m_t + \delta m_i = m_{t+\delta t} + \delta m_e$$

$$\delta m_e - \delta m_i = m_t - m_{t+\delta t} \quad (a)$$

L'équation (a) nous indique que la quantité de matière qui entre dans le volume de contrôle durant le temps  $\delta t$  est égale à celle qui quitte ce volume pendant le même intervalle de temps. Ceci nous sera utile dans l'étude de la combustion qui s'effectue dans la chaudière.

## A.2. Le principe de la thermodynamique et le volume de contrôle

Nous adopterons la convention suivante: quand la chaleur est fournie au système, elle est comptée positivement et quand elle est fournie par le système elle sera affectée d'un signe négatif.



$\delta Q$  : chaleur cédée au système durant  $\delta t$

$\delta W_{cv}$  : travail fourni à travers le volume de contrôle durant  $\delta t$   
 pour la masse qui entre nous avons les désignations suivantes:

$p_i$  : pression

$T_i$  : température

$v_i$  : volume massique

$e_{en_i}$  : énergie massique

et pour la masse qui sort

$p_e$  : pression

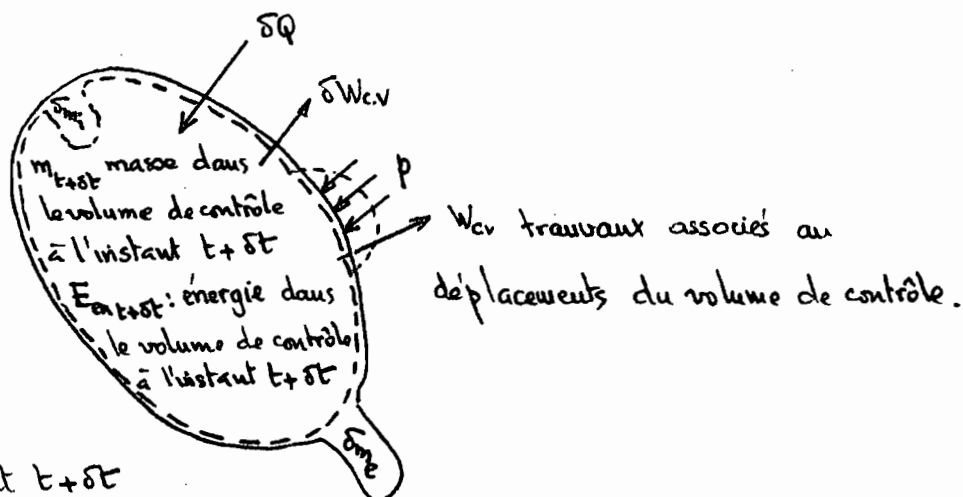
$T_e$  : température

$v_e$  : volume massique

$e_{en_e}$  : énergie massique.

À l'instant  $t + \delta t$  nous avons la configuration suivante.





instant  $t + \delta t$

à l'instant  $t + \delta t$  elle vaut

$$E_{en,1} = E_{en,t} + e_{en,1} \delta m_i$$

à l'instant  $t + \delta t$  elle vaut

$$E_{en,2} = E_{en,t+\delta t} + e_{en,2} \delta m_e$$

Le principe de la thermodynamique dicte la conservation de l'énergie lors de cette transformation. Donc nous avons:

$$\delta Q + \delta m_i (e_{en,i} + p_i v_i) + E_{en,t} = \delta W_{cv} + \delta m_e (e_{en,e} + p_e v_e) + E_{en,t+\delta t}$$

$$\delta Q + \delta m_i (e_{en,i} + p_i v_i) = \delta W_{cv} + \delta m_e (e_{en,e} + p_e v_e) + E_{en,t+\delta t} - E_{en,t}$$

Mais d'une manière générale nous avons:

$$e_{en} = u + \frac{V^2}{2} + gZ$$

$u$ : énergie interne massique

$V$ : vitesse

$Z$ : hauteur

$g$ : accélération de la pesanteur.

$$\Rightarrow e + p v = u + \frac{V^2}{2} + gZ + p v$$

mais

$$u + p v = h \text{ enthalpie massique}$$

$$\text{donc } e + p v = h + \frac{V^2}{2} + gZ$$

Nous avons donc

$$\delta Q + \delta m_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) = E_{\text{entrot}} - E_{\text{entf}} + \delta W_{\text{cv}} + \delta m_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right)$$

$$\text{et } \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta Q}{\delta t} + \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta m_i}{\delta t} \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) = \frac{dE_{\text{encv}}}{dt} +$$

$$+ \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta W_{\text{cv}}}{\delta t} + \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta m_e}{\delta t} \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right)$$

$$\dot{Q} + \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) = \frac{dE_{\text{encv}}}{dt} + \dot{W}_{\text{cv}} + \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (1)$$

Dans l'hypothèse d'un écoulement laminaire permanent, les conditions de l'écoulement ne changent pas en un point donné du volume de contrôle.

$$\frac{dE_{\text{encv}}}{dt} = 0 \quad \text{et} \quad \frac{dE_{\text{encv}}}{dt} = 0$$

Dans notre cas il n'y a aucun travail fourni :  $\dot{W}_{\text{cv}} = 0$

L'équation (1) devient alors :

$$\dot{Q} + \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) = \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (2)$$

En négligeant les variations des énergies potentielle et cinétique l'équation (2) donne

$$\dot{Q} + \dot{m}_i h_i = \dot{m}_e h_e$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_i h_i \quad (3)$$

L'équation (3) peut être généralisée et pour plusieurs substances à l'entrée et à la sortie nous pourrions écrire :

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i$$

Durant un même intervalle de temps nous avons

$$Q = \sum m_e h_e - \sum m_i h_i$$

On peut utiliser aussi les enthalpies molaires  $\bar{h}$  et les nombres de moles  $N$ . On écrit alors

$$\dot{Q} = \sum \dot{N}_e \bar{h}_e - \sum \dot{N}_i \bar{h}_i \quad \text{et pour un même intervalle de temps}$$

$$Q = \sum N_e \bar{h}_e - \sum N_i \bar{h}_i \quad (4)$$

L'équation (4) nous montre que la quantité de chaleur fournie au système lors de la réaction de combustion est égale à la variation d'enthalpie.

$$Q = \Delta H = H_{\text{produits}} - H_{\text{réactifs}} \quad H: \text{enthalpie totale.}$$

Ainsi avec les hypothèses simplificatrices que nous avons faites, nous pouvons estimer avec une précision très acceptable, la quantité de chaleur mise en jeu lors de la réaction de combustion. Pour y parvenir, il nous suffit de connaître les enthalpies des différents corps à l'entrée (les réactifs) et celles des produits de combustion. Les enthalpies pourront être déterminées si nous connaissons la température et la pression à l'entrée et à la sortie de la chaudière.

## APPENDICE B : CALCULS POUR LE BILAN ENERGETIQUE

La chaudière fonctionne au fuel lourd de composition élémentaire massique :

$$\begin{cases} 85\% \text{ de carbone, } 13,2\% \text{ d'hydrogène, } 1,2\% \text{ d'oxygène} \\ 0,4\% \text{ d'azote, } 0,2\% \text{ de soufre} \end{cases}$$

Les calculs seront faits sur la base de plusieurs valeurs du coefficient d'excès, valeurs qui sont les plus utilisées pour faire fonctionner la chaudière. Ces valeurs sont :

$$\begin{cases} \lambda = 1, \lambda = 1,05, \lambda = 1,12 \\ \lambda = 1,20, \lambda = 1,30, \lambda = 1,40 \text{ et } \lambda = 1,70 \end{cases}$$

Pour la vapeur humide, à défaut de données précises sur le titre, les calculs seront effectués en supposant certaines valeurs pour ce titre, valeurs en-deça desquelles, l'utilisation de la chaudière ne serait justifiée. Les titres supposés sont :

$$\begin{cases} x_1 = 0,80 & x_3 = 0,90 & x_5 = 1 \\ x_2 = 0,85 & x_4 = 0,95 & \end{cases}$$

Ainsi on pourrait se situer dans la plage de fonctionnement de la chaudière. Cependant, n'ayant pas une chaudière équipée d'un débitmètre qui donne directement la consommation ou plutôt la vitesse de consommation du fuel, nous prendrons une moyenne des quantités de vapeur consommées par kilogramme de fuel. Et tous les calculs seront effectués sur la base d'un kilogramme de fuel.

Tableau donnant les consommations moyennes  $\left[ \frac{\text{kg vapeur}}{\text{kg fuel}} \right]$ , valeurs fournies par l'entre-

prise CODIPRAL

Tableau B1

Mois Années	Janv	Fev	Mars	Avril	Mai	Juin	Juil.	AOÛT	Sept	Oct	Nov	Déc
1983	13,90	13,52	13,50	13,84	13,95	14,30	14	13,80	14	14	14,63	16
1984	15,80	/	16	/	17	/	14	14	14	14	14	/
1985	16	15	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/

A partir de ces données, la consommation moyenne prise est de 14,50 kg de vapeur par kilogramme de fuel.

L'air entre dans le ventilateur à une température de 34°C à cause des pertes par convection de la chaudière qui échauffent l'air de la salle de la chaufferie. En effet, l'air atmosphérique se trouve à une température moyenne de 30°C, donc les gaz de combustion sont rejetés dans une ambiance de 30°C. Afin de pouvoir calculer les enthalpies molaires des différents gaz à l'entrée et à la sortie de la chaudière, les valeurs suivantes ont été relevées pour les chaleurs spécifiques molaires  $\bar{C}_p$

$$\bar{C}_p = \alpha + \beta T + \gamma T^2 \quad [\text{kcal/kmol}] \quad \text{ref (19)}$$

T étant la température absolue

$\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  étant des constantes fournies par le tableau suivant

tableau B2

	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
$\alpha$	6,214	7,116	7,256	6,148	6,524
$\beta \cdot 10^3$	10,396	9,512	2,298	3,102	1,250
$\gamma \cdot 10^6$	-3,545	3,511	-0,283	-0,923	-0,001

Le combustible est réchauffé d'abord avec des résistances électriques puis avec de la vapeur. Pour évaluer la quantité d'énergie cédée au fuel nous prenons sa chaleur spécifique massique  $C_p$  égale à

$$C_{p_{\text{moyenne}}} = 0,45 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F} \quad \text{ref (14)}$$

$$C_{p_{\text{moyenne}}} = \frac{0,45 \text{ Btu/lb} \cdot ^\circ\text{F} \times 1055 \text{ J/Btu}}{1 \text{ lb} \times 0,453 \frac{\text{kg}}{\text{lb}} \times \frac{5^\circ\text{C}}{9^\circ\text{F}} \cdot ^\circ\text{F}} \times \frac{1 \text{ kJ}}{1000 \text{ J}} = 1,886 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

Pour 1 kg de fuel consommé, pendant qu'il est réchauffé de 74°C à 98°C (valeurs moyennes), la quantité de chaleur qui lui est fournie vaut

$$\begin{aligned} Q_{\text{réch, fuel}} &= C_{p_{\text{fuel}}} \times m_{\text{fuel}} \times \Delta t = 1,886 \times 1 \times (98 - 74) \\ &= 45,268 \text{ kJ/kg fuel.} \end{aligned}$$

Pour les gaz, entre deux températures  $T_1$  et  $T_2$ , les accroissements des enthalpies molaires peuvent être calculés par la formule

$$\Delta_{T_1}^{T_2} \bar{h} = 4,18 \int_{T_1}^{T_2} C_p dT \quad [\text{kJ/kmol}] ; \quad 1 \text{ kcal} \approx 4,18 \text{ kJ}$$

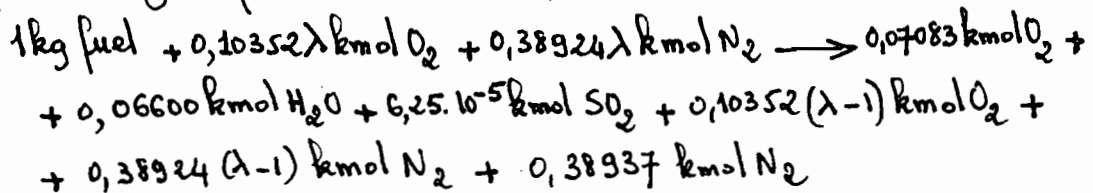
$$\text{donc } \Delta_{T_1}^{T_2} \bar{h} = 4,18 \cdot \left[ \alpha(T_2 - T_1) + \frac{\beta}{2}(T_2^2 - T_1^2) + \frac{\gamma}{3}(T_2^3 - T_1^3) \right] \quad [\text{kJ/kmol}]$$

Les gaz combustibles portant à une température moyenne de  $250^\circ\text{C}$ , l'air comburant étant admis dans le foyer à environ  $34^\circ\text{C}$ , pour une température ambiante de  $30^\circ\text{C}$  et suivant l'isotherme de  $96^\circ\text{C}$  considérée pour estimer la chaleur fournie, le tableau suivant donne les résultats obtenus pour l'entrée, la sortie et la possible récupération sur les fumées:

Tableau B3

	$\text{CO}_2$	$\text{SO}_2$	$\text{H}_2\text{O}$	$\text{O}_2$	$\text{N}_2$
$\Delta_{369}^{523} \bar{h}$ kJ/kmol	6526,326	7765,635	5367,183	4728,809	4558,374
$\Delta_{303}^{523} \bar{h}$ kJ/kmol	9093,543	10720,220	7590,825	6683,624	6474,053
$\Delta_{369}^{307} \bar{h}$ kJ/kmol	/	/	/	-1837,634	-1800,225

En reprenant l'équation (3.22) et en remplaçant les différents pourcentages par leurs valeurs, on obtient:



Pour les différentes valeurs de  $\lambda$  supposées, nous allons regrouper dans le tableau suivant les nombres de kilomoles des gaz réactifs ou des gaz produits par la combustion complète d'un kilogramme de fuel.

$\lambda$	Gaz réactifs $\frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$		Gaz combustibles $\frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$				
	$\text{O}_2$	$\text{N}_2$	$\text{CO}_2$	$\text{H}_2\text{O}$	$\text{SO}_2$	$\text{O}_2$	$\text{N}_2$
1	0,10352	0,38924	0,07083	0,06600	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0	0,38937
1,05	0,10870	0,40871	0,07083	0,06600	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,00518	0,40884
1,12	0,11594	0,43593	0,07083	0,06600	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,01242	0,43609
1,20	0,12422	0,46707	0,07083	0,06600	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,02070	0,46723
1,30	0,13458	0,50602	0,07083	0,06600	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,03106	0,50615
1,40	0,14493	0,54494	0,07083	0,06600	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,04141	0,54508
1,70	0,17598	0,66168	0,07083	0,06600	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,07246	0,66183

Tableau B4

### Calcul de la chaleur cédée au fluide eau-vapeur

Nous avons de l'eau qui entre dans la chaudière à une température moyenne de  $100^\circ\text{C}$  et à une pression moyenne de 12 bars

$$\text{eau } \left. \begin{array}{l} 12 \text{ bars} \\ 100^\circ\text{C} \\ \text{ref (8)} \end{array} \right\} \begin{array}{l} v = 1,0429 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} \\ h = 100,2 \text{ kcal/kg} = 418,836 \text{ kJ/kg} \\ s = 0,3119 \text{ kcal/kg}^\circ\text{K} = 1,304 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} \end{array}$$

Elle sort sous forme de vapeur humide à 18 bars. d'où une température de saturation de  $207,09^\circ\text{C}$

$$\text{Nous avons } h = h_L + x \cdot h_v \quad \begin{array}{l} h: \text{enthalpie de la vapeur humide} \\ x: \text{titre de la vapeur humide} \\ h_L: \text{enthalpie de la fraction d'eau} \\ h_v: \text{chaleur latente de vaporisation} \end{array}$$

ref (8)

Ces différentes expressions se rapportent à l'unité de masse.

$$\text{vapeur humide } \left. \begin{array}{l} \bar{=} 18 \text{ bars} \\ \text{ref (8)} \end{array} \right\} \begin{array}{l} t = 207,09^\circ\text{C} \\ h_L = 211,1 \text{ kcal/kg} = 882,398 \text{ kJ/kg} \\ h_v = 456,9 \text{ kcal/kg} = 1909,842 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

Etant donnée la consommation moyenne de  $14,50 \text{ kg vapeur/kg fuel}$  la chaleur cédée au fluide eau-vapeur s'obtient ainsi :

$$Q_{\text{eau}} = 14,50 \times (h_L + x h_v - h_{\text{eau,entrée}})$$

titre $x \rightarrow$	0,80	0,85	0,90	0,95	1,0
$h_L + x h_v$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	2410,272	2505,764	2601,256	2696,748	2792,240
$h_{\text{eau,entrée}}$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	418,836				
$Q_{\text{eau}}$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	28875,822	30260,456	31645,090	33029,724	34414,358

Tableau B5 : quantités de chaleur cédée au fluide eau-vapeur pour différentes valeurs du titre

Pour les différentes valeurs supposées pour le coefficient d'excès d'air  $\lambda$ , les tableaux B6 à B12 donnent pour 1 kg de fuel:

- la quantité de chaleur perdue par les fumées;
- la quantité de chaleur échangée durant le passage des gaz combustibles à travers le système;
- la quantité totale de chaleur fournie par la combustion complète du fuel.

Nous allons calculer la pression partielle pour le cas le plus critique correspondant à  $\lambda = 1,70$  où elle a une valeur moindre

$$p_{\text{eau}} = 18 \times \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_{\text{gc}}} \quad [\text{bars}]$$

$$\lambda = 1,7 \Rightarrow p_{\text{eau}} = 18 \times \frac{0,06500}{0,87118} = 1,36 \text{ bar}$$

A cette pression, la température de saturation de l'eau vaut

$$t_{\text{sat}} \approx 108^\circ\text{C}$$

Cette température de saturation est supérieure à la température de  $96^\circ\text{C}$  de l'isotherme considéré. Donc le pouvoir calorifique à tenir en compte sera le pouvoir calorifique supérieur à  $96^\circ\text{C}$  obtenu à l'aide de la densité à cette température.



Tableau: 86 : Chaleur générée par la combustion pour  $\lambda = 1$

$\lambda = 1$	Air comburant		Gaz de combustion.				
	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
N $\frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$	0,10352	0,38924	0,07083	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,06600	0,00000	0,38938
$\bar{h}_T - \bar{h}_{369} \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-1837,634	-1800,225	6526,326	7765,635	5367,183	4728,809	4558,375
$N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-190,232	-700,719	462,260	0,485	354,234	0,000	1774,940
$\Sigma N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-890,951		2591,919				
$\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303} \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-	-	9093,544	10720,220	7590,825	6683,624	6474,055
$N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-	-	644,096	0,670	500,994	0,000	2520,868
$\Sigma N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-		3666,628				

Chaleur perdue par les fumées:  $Q_{\text{fumées}} = 3666,628 \text{ kJ/kg fuel}$

Chaleur échangée  $Q_{\text{éch}}$

$$Q_{\text{éch}} = -4157,489 + (2591,919) - (-890,951) = -38074,619 \text{ kJ/kg fuel}$$

$$\text{Chaleur totale } Q_T = -38074,619 - 3666,628 = -41741,247 \text{ kJ/kg fuel}$$

Tableau B7 : Chaleur générée par la combustion pour  $\lambda = 1,05$

26.

$\lambda = 1,05$	Air comburant		Gaz de combustion				
	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
N $\frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$	0,10870	0,40871	0,07083	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,06600	0,00518	0,40884
$\bar{h}_T - \bar{h}_{369} \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-1837,634	-1800,225	6526,326	7765,635	5367,183	4728,809	4558,375
$N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-199,751	-735,770	462,260	0,485	354,234	24,495	1863,646
$\Sigma N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-935,521		2705,120				
$\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303} \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-	-	9093,544	10720,220	7590,825	6683,624	6474,055
$N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-	-	644,096	0,670	500,994	34,621	2646,853
$\Sigma N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-		3827,234				

Quantité de chaleur perdue par les fumées  $Q_{\text{fumées}} = 3827,234 \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$

Quantité de chaleur échangée:  $Q_{\text{ech}}$

$$Q_{\text{ech}} = -41557,489 + 2705,120 - (-935,521) = -37916,848 \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$$

Chaleur totale fournie  $Q_T = -37916,848 - 3827,234 = -41744,082 \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$

Tableau B8 : Chaleur générée par la combustion pour  $\lambda = 1,12$

$\lambda = 1,12$	Air comburant		Gaz de combustion.				
	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
N $\frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$	0,11594	0,43593	0,07083	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,06600	0,01242	0,43609
$\bar{h}_T - \bar{h}_{369} \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-1837,634	-1800,225	6526,326	7765,635	5367,183	4728,809	4558,375
$N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-213,055	-784,772	462,260	0,485	354,234	58,732	1987,862
$\Sigma N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	- 997,827		2863,573				
$\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303} \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-	-	9093,544	10720,220	7590,825	6683,624	6474,055
$N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-	-	644,096	0,670	500,994	83,011	2823,271
$\Sigma N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-		4052,042				

Chaleur perdue par les fumées  $Q_{\text{fumées}} = 4052,042 \text{ kJ/kg fuel}$

Chaleur échangée  $Q_{\text{éch}}$  :

$$Q_{\text{éch}} = -41557,489 + 2863,573 - (-997,827) = -37696,089 \text{ kJ/kg fuel}$$

Chaleur totale fournie  $Q_T = -37696,089 - 4052,042 = -41748,131 \text{ kJ/kg fuel}$

Tableau B9 chaleur générée par la combustion pour  $\lambda = 1,20$

$\lambda = 1,20$	Air comburant		Gaz de combustion				
	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
N $\frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$	0,12422	0,46707	0,07083	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,06600	0,02070	0,46723
$\bar{h}_T - \bar{h}_{369} \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-1837,634	-1800,225	6526,326	7765,635	5367,183	4728,809	4558,375
$N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-228,271	-840,831	462,260	0,485	354,234	97,886	2129,810
$\Sigma N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-1069,102		3044,675				
$\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303} \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-	-	9093,544	10720,220	7590,825	6683,624	6474,055
$N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-	-	644,096	0,670	500,994	138,351	3024,873
$\Sigma N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}) \frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-		4308,984				

Chaleur perdue par les fumées :  $Q_{\text{fumées}} = 4308,984 \text{ kJ/kg fuel}$

Chaleur échangée  $Q_{\text{éch}}$  :

$$Q_{\text{éch}} = -4157,489 + 3044,675 - (-1069,102) = -37128,152 \text{ kJ/kg fuel.}$$

Chaleur totale fournie  $Q_T = -37128,152 - 4308,984 = -41758,346 \text{ kJ/kg fuel}$

Tableau B 10 : Chaleur générée par la combustion pour  $\lambda = 1,30$

$\lambda = 1,30$	Air comburant		Gaz de combustion.					
	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	
N	$\frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$	0,13458	0,50602	0,07083	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,06600	0,03106	0,50615
$\bar{h}_T - \bar{h}_{369}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-1837,634	-1800,225	6526,326	7765,635	5367,183	4728,809	4538,375
$N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369})$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-247,309	-910,950	462,260	0,485	354,234	146,877	2307,222
$\Sigma N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369})$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-1158,259		3271,078				
$\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-	-	9093,544	10720,220	7590,825	6683,624	6474,055
$N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303})$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-	-	644,096	0,670	500,994	207,393	3276,843
$\Sigma N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303})$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-		4630,196				

Chaleur perdue par les fumées :  $Q_{\text{fumées}} = 4630,196 \text{ kJ/kg fuel}$

Chaleur échangée  $Q_{\text{éch}}$ :

$$Q_{\text{éch}} = -41557,489 + 3271,078 - (-1158,259) = -37128,152 \text{ kJ/kg fuel}$$

Chaleur totale fournie  $Q_T = -37128,152 - 4630,196 = -41758,346 \text{ kJ/kg fuel}$ .

Tableau: B.11 : Chaleur générée par la combustion pour  $\lambda = 1,40$

$\lambda = 1,40$	Air comburant		Gaz de combustion				
	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
N $\frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$	0,14493	0,54494	0,07083	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,06600	0,04141	0,54508
$\bar{h}_T - \bar{h}_{369}$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-1837,634	-1800,225	6526,326	7765,635	5367,183	4728,809	4558,375
$N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369})$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-266,328	-981,015	462,260	0,485	354,234	195,820	2484,679
$\Sigma N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369})$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-1247,343		3497,478				
$\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-	-	9093,544	10720,220	7590,825	6683,624	6474,055
$N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303})$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-	-	644,096	0,670	500,994	276,769	3528,878
$\Sigma N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303})$ $\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-		4951,407				

Chaleur perdue par les fumées:  $Q_{\text{fumées}} = 4951,407 \text{ kJ/kg fuel.}$

Chaleur échangée  $Q_{\text{éch}}$

$$Q_{\text{éch}} = -41557,489 + 3497,478 - (-1247,343) = -36812,668 \text{ kJ/kg fuel}$$

Chaleur totale fournie  $Q_T = -36812,668 - 4951,407 = -41764,075 \text{ kJ/kg fuel.}$

Tableau B12 : Chaleur générée par la combustion pour  $\lambda = 1,70$

$\lambda = 1,70$	Air comburant		Gaz de combustion					
	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	
N	$\frac{\text{kmol}}{\text{kg fuel}}$	0,17598	0,66168	0,07083	$6,25 \cdot 10^{-5}$	0,06600	0,07246	0,66183
$\bar{h}_T - \bar{h}_{369}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-1837,634	-1800,225	6526,326	7765,635	5367,183	4728,809	4558,375
$N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369})$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-323,387	-1191,173	462,260	0,485	354,234	342,650	3016,869
$\Sigma N(\bar{h}_T - \bar{h}_{369})$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-1514,560		4176,498				
$\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$	-	-	9093,544	10720,220	7590,825	6683,624	6474,055
$N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303})$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-	-	644,096	0,670	500,994	484,295	4284,724
$\Sigma N(\bar{h}_{523} - \bar{h}_{303})$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg fuel}}$	-		5914,779				

Chaleur perdue par les fumées  $Q_{\text{fumées}} = 5914,779 \text{ kJ/kg fuel}$

Chaleur échangée  $Q_{\text{éch}}$

$$Q_{\text{éch}} = -41557,489 + 4176,498 - (-1514,560) = -35866,431 \text{ kJ/kg fuel}$$

$$\text{Chaleur totale fournie } Q_T = -35866,431 - 5914,779 = -41781,210 \text{ kJ/kg fuel}$$

## INDEX BIBLIOGRAPHIQUE

- (1) Techniques de l'Ingénieur B1 'Chaudières'
- (2) Techniques de l'Ingénieur A3 'Chaleur et Thermodynamique'
- (3) Carl D. SHIELDS ; Boilers : types, characteristics and function  
Mc Graw Hill Book Company
- (4) ELONKA & KOHAN : Standard Boilers Operators's questions and answers.
- (5) F. MAUSS : Les combustibles liquides éditions Technip 1963
- (6) J. DANCKAERT ; L'isolation thermique industrielle éditions Eyrolles 1969
- (7) R KLING ; Thermodynamique générale et applications,  
publication de l'Institut Français du Pétrole ; éditions Technip 1963.
- (8) M. BAILLY ; Thermodynamique technique, 2b machines thermiques et frigorifiques, tables numériques Bordas 1971
- (9) Sontag Van WYLEN : Introduction to thermodynamics  
copyright © 1971 by John Wiley & Sons, Inc
- (10) ASHLEY S. Campbell : Thermodynamic Analysis of Combustion engines John Wiley & Sons N.Y. 1979
- (11) M. David BURGHARDT ; Engineering thermodynamics with applications Editions Harper and Row N.Y. 1978
- (12) Kenneth WARK ; Thermodynamics Mc Graw Hill 1977
- (13) T.A. BRZUSTOWSKI, MCSME, FEIC ; Second Law of energy processes: The potential for energy (exergy) cascading in industry, Vol 6 No 3 1980-81 Transactions of the CSME
- (14) Kent's Mechanical engineers' handbook Power 12<sup>e</sup> edit. J. Kenneth Salisbury. p.2.48
- (15) Steam generation by Rene J BENDER, Associate Editor, Special Report Jun 1964
- (16) André HOUBERECHTS ; La thermodynamique technique Vander Editor 1975
- (17) Th. H. FEHLING : Applications of the second law of thermodynamics to power plant problems 1975
- (18) A CERNEA, D. DOBRINESCU Thermodynamique Edition didactique et pédagogique de Bucarest 1969
- (19) Jean Charles SISI Principes de thermodynamique Mc Graw Hill 1981