

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

59/87

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

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT: **Genie Mecanique**

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

**ETUDE ET CALCUL
D'UNE CHAUDIERE A VAPEUR
10 t/h**

Proposé par :

Z.Aidoun

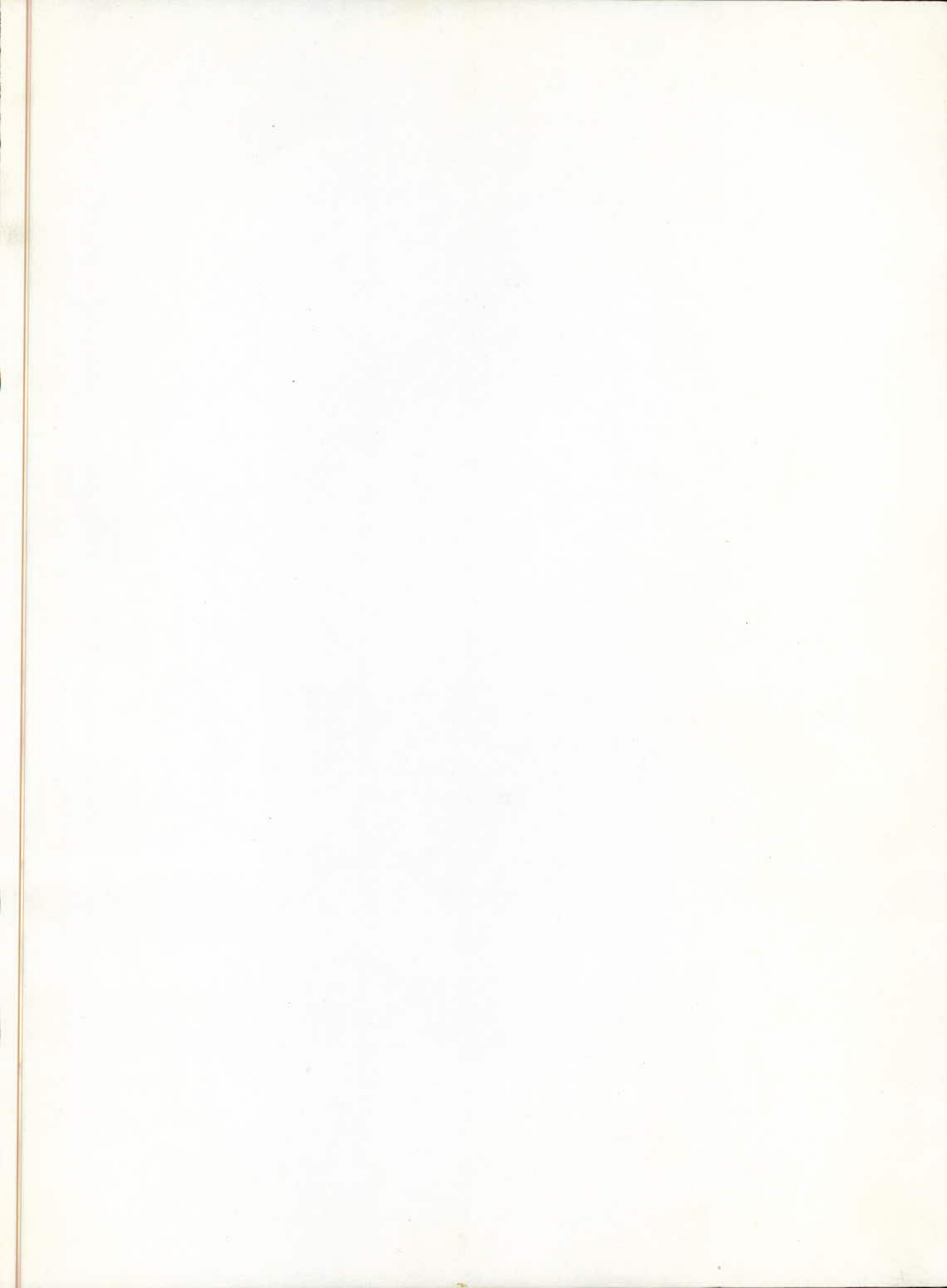
Etudié par :

A.Kherat

Dirigé par :

Z.Aidoun

PROMOTION
JUIN 87



وزارة التعليم العالي

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

دائرة الهندسة الميكانيكية

الموجه: ز. عيدون

الطالب المهندس: ع. خراط

Promoteur: Z. AIDOUN

Élève ingénieur: A. KHERRAT

الموضوع: حساب محنة بخارية بطاقة 10 طن/سا.

الملخص: يهدف هذا المشروع إلى دراسة نظرية لمحنة بخارية بطاقة 10 طن/سا من البخار المعنى في الدرجة 360°م، تحت ضغط 16 بار، وتنقسم هذه الدراسة إلى قسمين رئيسيين: القسم الأول: الحساب الحراري وتبادل الحرارة في مختلف أجزاء المحنة. القسم الثاني: تحديد أبعاد مختلف أجزاء المحنة. بالإضافة إلى نظرة مفصلة عن الأجزاء الملحقة لهذه الأخيرة.

Sujet: Calcul d'une chaudière à vapeur débitant 10t/h.

Résumé: L'objet de ce projet consiste en l'étude théorique d'une chaudière à vapeur débitant 10t/h, de vapeur surchauffée à 360°C sous pression de 16 bars. L'étude se divise en 2 parties. La 1^{re} partie: calcul thermique et transfert de chaleur dans différentes parties de la chaudière. La 2^e partie: dimensionnement des différentes parties de la chaudière. en plus d'un bref aperçu sur les éléments auxiliaires de celle-ci.

Subject: Thermal design of a 10t/h boiler.

Abstract: The object of this project is a theoretical study of a steam boiler with a 10t/h capacity of superheated steam at 360°C, and 16 bars. There are two parts in this study: the first one consists in heat transfer calculations of the different parts of the boiler. the second one is a design of the different parts of the boiler. and a brief discussion about the auxiliary parts of the boiler.

DEDICATIONS

Je dedie ce modeste travail
à mes parents; mes frères et sœurs
et la mosquée de Hassen-Badi

[Signature]

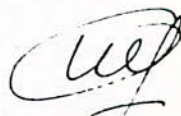
REMERCIEMENTS

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHÈQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude
et mes vifs remerciements à Monsieur Aidoun Z
qui a eu l'aimable sollicitation de me suivre dans
ce travail, ainsi qu'à tous les enseignants qui ont
contribué à ma formation.

Que tous ceux qui ont participé de près ou de loin
, sans oublier la famille Ait IKHLEF Mouloud
et son Oncle, à la réalisation de ce projet
trouvent ici ma sincère gratitude.

Kherrat. A



NOTATIONS EMPLOYEES

On peut se servir de tous systèmes d'unités cohérentes pour les applications des équations sans dimensions figurant dans ce Projet. Les unités de la table suivante font partie du système dit "pratique".

Symbole	Unités	Appellations
C_p	Kcal/N.m ² °C	chaleur spécifique à pression constante.
P_{ci}	Kcal/N.m ³	Pouvoir calorifique inférieur
P_{cs}	Kcal/N.m ³	Pouvoir calorifique supérieur
d	g/kg	humidité de l'air
Q_d	Kcal/N.m ³	chaleur disponible
t_e, t_s	°C	température d'entrée et de sortie du fluide
T_o, T_i	°C	température d'entrée et de sortie du fluide chaud
t_o, t_i	°C	température d'entrée et de sortie du fluide froid.
α	%	facteur d'excès d'air
Q_1, Q_2, Q_3	Kcal/N.m ³	chaleur échangée dans l'installation entre les deux fluides.
Q_p	K %	perte de chaleur
η_{br}	%	rendement brut
η_{eff}	%	rendement effectif

D_m, D	kg/R	debit massique
D_v	m^3/R	debit volumique
B	$\text{N.m}^3/\text{R}$	consommation du combustible.
E		facteur d'émission par rayonnement
σ		constante de STEFAN
P_c, P_e	atm	pression partielle
P_{total}	atm	pression totale.
S, S_p	m^2	Surface d'échange et de passage
α_b, α_o	$\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$	coefficient de conductivite du fluide
α_r	$\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$	coefficient de rayonnement
λ	$\text{Kcal/m.h}^\circ\text{C}$	coefficient de conductibilité
K	$\text{Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$	coefficient global de transmission
H_e, H_s	Kcal/kg	enthalpie d'entrée et de sortie du fluide
P	bars; kg/m^2	pression effective.
R	kg/mm^2	contrainte admissible du metal
Re		nombre de Reynolds
w	m/s	vitesse du fluide
$d; d_h$	m	diametre geometrique et diametre hydraulique
μ	kg/m.s	viscosite dynamique
π_1, π_2, \dots	$\text{mm H}_2\text{O}$	pertes de charges dans les conduites
ρ_a, ρ_m	kg/m^3	masse volumique de l'air et moyenne des

W_u	J/kg	Travail utile du ventilateur
P_u	W	Puissance utile du ventilateur
P_{eff}	W	Puissance effective

TABLE DE MATIERE

page

Introduction	4
CHAPITRE I. Généralités sur les chaudières	3
I.1 Introduction	3
I.2 Evolution des chaudières	3
I.3 Classification des installations des chaudières	5
I.3.1 Les chaudières productrices d'énergie	6
I.3.2 Les chaudières industrielles	6
I.3.3 Les chaudières pour chauffage	7
I.3.4 Les chaudières Mixtes	7
I.4 Les différents types de chaudière	8
I.4.1 chaudières à grand corps	8
I.4.2 Chaudières à tubes fumées	9
I.4.3 Chaudières à tubes d'eau	9
I.4.4 Chaudières Spéciales	10
I.5 Les groupes de chaudières	10
I.5.1 Surchauffeurs de Vapeur	11
I.5.2 Réchauffeurs d'eau	12
I.5.3 Réchauffeurs d'air	12
I.5.4 Les armatures	13
I.5.5 Carcasse et maçonnerie	13

CHAPITRE II - Transfert de chaleur dans les chaudières	14
II.1 Production de la vapeur	14
II.1.1 Introduction	14
II.1.2 Transformations énergétiques	14
II.1.2.1 Evaporation	14
II.1.2.2 Ebullition	15
II.1.2.3 Condensation	15
II.1.3 Différents types de vapeur	16
II.1.3.1 Vapeur humide	16
II.1.3.2 Vapeur saturée sèche	16
II.1.3.3 Vapeur surchauffée	16
II.2 Etude de La Transmission de La chaleur	17
II.2.1 Introduction	17
II.2.2 Modes de Transfert de la chaleur	18
II.2.2.1 Conduction	18
II.2.2.2 Convection	18
II.2.2.3 Rayonnement	18
CHAPITRE III - Dimensionnement de la chaudière	20
III.1 Calcul de combustion	20
III.1.1 Caractéristiques du gaz naturel	20
III.1.2 Quantité d'air nécessaire	21
III.1.3 Composition des gaz d'échappement	22

III. 2	Bilan THERMIQUE	26
III. 5	Etude des differents elements de la chaudière	33
III.3.1	Foyer	33
III.3.2	Faisceau tubulaire	43
III.3.3	Sur chauffeur	47
III.3.4	Economiseur	61
III.3.5	Rechauffeur d'air	67
CHAPITRE IV	- Elements auxiliaires	71
IV.1	Tirage	71
IV.2	Regulation	79
CHAPITRE V	- Discussion	81
	Conclusion	82
	ANNEXE .	

INTRODUCTION

Un generateur de Vapeur ou chaudière est destiné à produire une certaine quantité horaire de Vapeur à une pression et une température déterminées, dont le procédé est le suivant:

- 1) Echauffer de l'eau.
- 2) Vaporiser l'eau
- 3) Surchauffer la Vapeur d'eau.

Au XVIII^e siècle, le physicien français Denis Papin fit une célèbre expérience au moyen d'une marmite recouverte hermétiquement à l'aide d'une Vanne, cependant un orifice est percé sur le couvercle et fermé à son tour par une soupape soutenue par un contre poids comme l'indique la figure 1.

Au fur et à mesure que la Vapeur est produite, elle tend à vaincre la poussée du contre-poids. Dès lors l'expérience porte son nom.

Dès que cette expérience fut connue de nombreux chercheurs et constructeurs exploitèrent ce principe dans divers domaines, notamment construction de locomotives de bateaux et la production de l'électricité.

De nos jours les chaudières sont utilisées comme un moyen de chauffage des immeubles et certaines résidences privées.

Le présent projet consiste à dimensionner une chaudière

à vapeur débitant 10 tonnes par heure à une pression de 16 bars et une température de 360°C

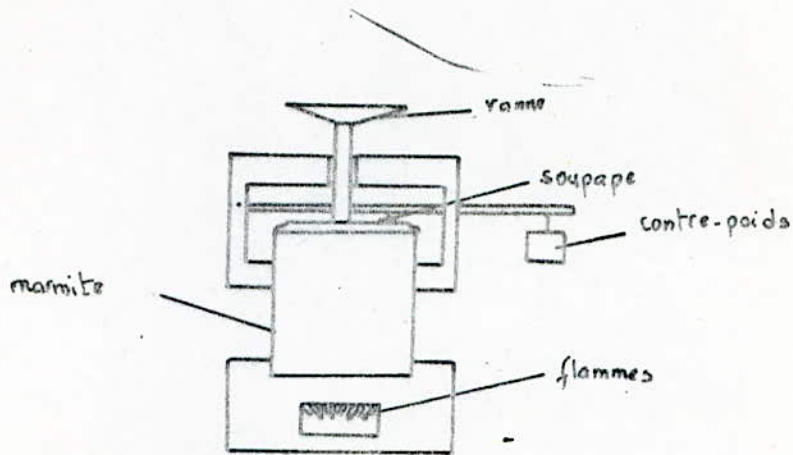


Fig 1. schéma de la marmite de Papin

CHAPITRE I - GENERALITES SUR LES CHAUDIERES

I.1. INTRODUCTION

La construction des chaudières pour l'industrie a commencé par les chaudières cylindriques qui produisaient de la vapeur à basse pression (entre 8 et 16 bars).

L'accroissement des besoins en vapeur et la nécessité de l'obtenir à haute température et pression ont conduit les constructeurs à réaliser d'autres types de chaudière que nous verrons plus loin.

Les chaudières sont souvent caractérisées par :

- La surface de chauffe.
- La pression maximale ou timbre.
- La capacité de production de vapeur ou d'eau chaude "débit"
- La capacité calorifique "puissance"

I.2 EVOLUTION DES CHAUDIERES

Les premières chaudières étaient des chaudières à simple bouilleur chauffer par : Un foyer extérieur ou par un foyer intérieur voir fig 1.a et 1.b .

Dans le but d'augmenter la surface de chauffe pour un même encombrement qu'une chaudière à simple bouilleur , on a utilisé d'abord des chaudières à tubes de fumées , la fumée circule dans des tubes qui se trouvent dans le bouilleur et cède la

chaleur à l'eau qui est autour, puis des chaudières à tubes d'eau, l'eau circule dans des tubes à l'intérieur du bouilleur et reçoit de la chaleur cédée par la fumée. Voir fig 2a et 2b.

Actuellement Les centrales Thermiques sont équipées de chaudières à tubes d'eau ou multitubulaires pour palier à l'encombrement et au danger que constituent Les chaudières à tubes de fumées. Cependant, plusieurs circonstances ont contribué à des modifications des techniques suivantes.

- Le type de combustible utilisé.
- La bonne circulation de l'émulsion eau-vapeur dans les tubes.
- Problème des réservoirs à vapeur ... etc.

Néanmoins le principe ne s'éloigne pas de ces deux types de chaudières

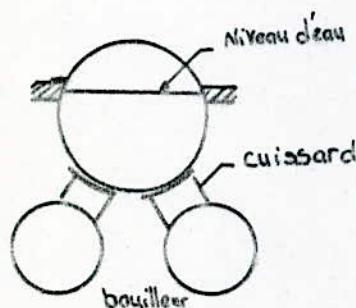


Fig: 1a. chaudière à foyers extérieurs

niveau d'eau

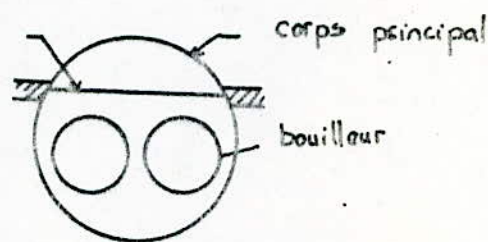


Fig: 1b chaudière à foyers intérieurs.

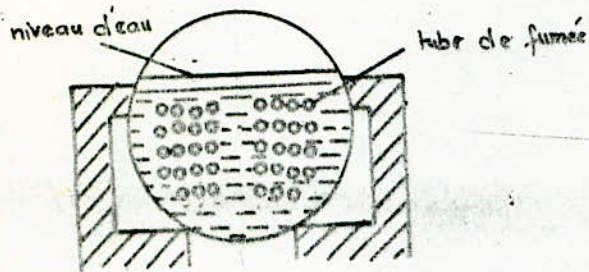


Fig. 2.a: chaudière à tubes de fumée

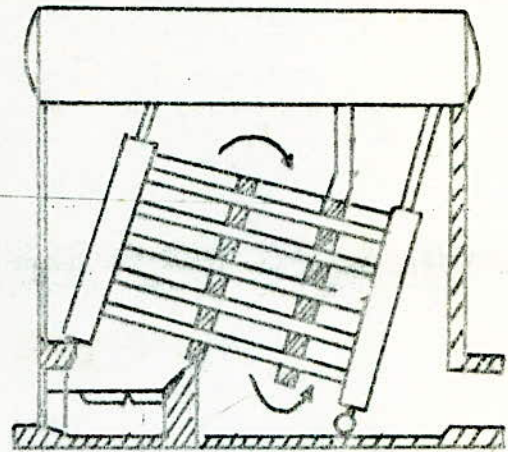


Fig. 2.b: chaudière à tube d'eau.

. I.3 CLASSIFICATION DES INSTALLATIONS DES CHAUDIERES

Les installations de chaudière dont il s'agit sont des installations qui produisent de la vapeur d'eau. Cette vapeur est employée à l'extérieur comme un fluide porteur de charge ou fluide moteur.

On distingue diverses installations de chaudières selon leurs utilisations, leurs débits et les caractéristiques de la vapeur ou de l'eau chaude produites. La classification de ces appareils bien que variable d'un pays à un autre se fait approximativement de la manière suivante :

I.3.1 Les chaudières productrices d'énergie

Les installations pour la production d'énergie servent principalement à produire de la vapeur d'eau ayant des caractéristiques élevées ; elle est ensuite utilisée pour produire de l'énergie mécanique. (exemple turbine).

Cette énergie est ensuite transformée en énergie électrique au moyen de groupes électrogènes.

La vapeur qui a perdu son énergie est ensuite condensée et renvoyée dans l'installation sous forme liquide, ainsi on forme le cycle.

- 1- chaudière
- 2- turbine
- 3- Condenseur
- 4- pompe

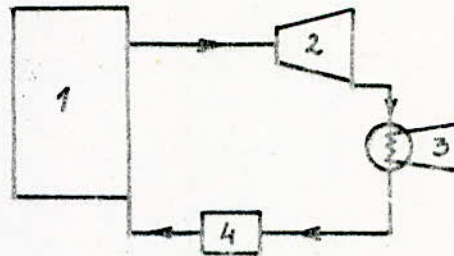


schéma d'une installation productrice d'énergie

I.3.2 Les chaudières industrielles

Dans ce type d'installation de chaudières on produit en principe de la vapeur à une pression modérée (environ 16 bars) et faiblement surchauffée (environ 50°C et 100°C de la température de saturation). Cette vapeur sert pour des besoins des entreprises;

chauffage d'eau, évaporation et séchage de divers matériaux...etc.

I.3.3 Les chaudières pour chauffage

Ces installations servent à produire de la vapeur saturée à basse pression ou de l'eau chaude qui sont ensuite employées exclusivement pour le chauffage et ventilation des bâtiments d'habitations, bâtiments industriels et leurs équipements.

I.3.4 Les chaudières mixtes

Ces installations sont utilisées pour plusieurs usages en particulier à la production de vapeur pour les besoins industriels et le chauffage des habitations. Donc ces installations ont plus d'une fonction, des fonctions secondaires.

On peut aussi classer les installations selon les caractéristiques de la vapeur ou de l'eau chaude produite. Cette classification se fait comme suit.

a) Selon la pression maximale de fonctionnement de la chaudière ou "timbre"

- basses pressions entre 8 et 16 bars.
- moyennes pressions entre 22 et 39 bars.
- hautes pressions entre 60 et 140 bars.
- très hautes pressions entre 150 et 220 bars.
- pressions hypercritiques, au delà de 230 bars.

b) Selon Le debit de vapeur produite : Ainsi on a.

- petites installations de 4 à 6 t/R.
- moyennes installations de 10 à 75 t/R.
- grandes installations de 100 à 420 t/R.
- très grandes installations au delà de 600 t/R.

I.4 LES DIFFERENTS TYPES DE CHAUDIERES

Étant donné que Les installations de production d'eau chaude ou de vapeur évoluent pour répondre aux demandes sans cesse croissantes. La technologie de la chaudière a suivi et présente de plus en plus des appareils performants que nous classons en quatre types de chaudière.

I.4.1 Chaudières à grand corps

Les chaudières à grand corps sont primaires, actuellement elle ne sont plus construite. Elles sont composé d'un corps principal contenant de l'eau et des bouilleurs. L'échauffement se fait soit par foyers extérieurs, soit par des foyers intérieurs.

Leur seul inconvénient réside dans la dangerosité en raison de l'énergie calorifique accumulée par ce grand volume d'eau. En cas d'une rupture d'une tôle, la diminution brusque de pression détermine la formation d'une énorme quantité de vapeur capable de détruire toute la chaufferie.

Ces chaudières ont un rendement assez faible de l'ordre 0,6. Elles sont aussi encombrante vu le grand volume d'eau.

I.4.2 Chaudières à tubes de fumée

La chaudière à tubes de fumée est un générateur de vapeur très utilisé dans la gamme des petites installations et elle est encore construite.

Ces générateurs sont connus depuis plus de 100 ans.

Les fumées circulent à l'intérieur de tubes qui baignent dans l'eau. Ce type de chaudières appartient à la famille des chaudières à grand corps à foyer interne mais la surface de chauffe est plus importante ce qui les rend moins encombrante que les premières.

I.4.3 Chaudières à tubes d'eau

Les chaudières tubulaires ou à tubes d'eau sont couramment utilisées dans les centrales thermiques pour des puissances élevées.

On voit bien que pour une surface de chauffe donnée le volume d'eau est moindre que dans une chaudière à grand corps, par conséquent l'énergie calorifique emmagasinée par le volume d'eau est moindre.

Les chaudières se subdivisent en trois catégories principales

selon les dispositions des tubes vaporisateurs.

- chaudières à tubes d'eau horizontal
- chaudières à tubes d'eau vertical
- chaudières à tubes d'eau incliné.

I.4.4 Chaudières spéciales

Les chaudières sont conçues pour des fonctions très spécifiques par exemple chauffage de l'eau pour les usages domestiques.

I.5 LES GROUPES DE CHAUDIERES

La chaudière est destinée seulement à la production d'eau chaude ou de vapeur saturée. Des dispositifs auxiliaires de surchauffe et d'amélioration de performances de l'appareil sont conçus pour obtenir de la vapeur dans des conditions désirées. L'ensemble chaudière et auxiliaires constitue le groupe chaudière.

Un groupe chaudière comprend en général le générateur de vapeur pour la production de la vapeur saturée, le surchauffeur, le réchauffeur d'eau ou économiseurs, le réchauffeur d'air, le foyer ou dispositif de chauffe, la maçonnerie, la carcasse...etc. dont les détails seront donnés ultérieurement.

I.5.1 Surchauffeurs de vapeur

Les surchauffeurs sont des échangeurs de chaleur à surface dans lesquels la chaleur des produits de combustion dessèche la vapeur humide, puis élève sa température.

D'après le mode de transmission de la chaleur, on distingue les surchauffeurs à convection et les surchauffeurs à rayonnement.

Les surchauffeurs sont d'abord constitués par des serpentins de tubes placés horizontalement ou verticalement dans le premier et le deuxième passage de gaz du groupe chaudière.

Les différents types de serpentins sont représentés sur la figure ci-dessous.

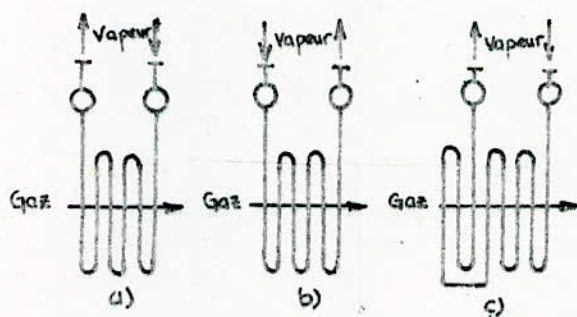


Fig. différents types de serpentins.

- a) système à contre-courant
- b) système à courant parallèle
- c) système mixte

I.5.2 Les rechauffeurs d'eau ou économiseurs

Les rechauffeurs d'eau sont des surfaces de chauffe constituées par des tubes en acier ou en fonte et destinés à chauffer l'eau d'alimentation. On les installe dans le dernier ou l'avant dernier passage des gaz.

On distingue les économiseurs à tubes lisses et les économiseurs à tubes nervurés, nervures annulaires.

La présence des économiseurs permet de réduire la température des fumées sortant de la chaudière et par suite d'accroître le rendement de l'installation.

I.5.3 Les rechauffeurs d'air

Les rechauffeurs d'air servent à rechauffer l'air qui est envoyé dans le foyer pour brûler le combustible. Le rechauffeur d'air permet d'intensifier la combustion et par suite d'accroître la température des produits de combustion. On augmente aussi la quantité de chaleur transmise par les gaz aux écrans d'eau des surfaces de chauffe.

La plupart des rechauffeurs d'air sont constitués par des tubes minces en acier à l'intérieur desquels circulent des produits de combustion tandis que l'air circule à l'extérieur. Le rechauffeur d'air est installé dans le dernier passage de gaz de l'ensemble.

I.5.4 Les armatures robinetterie

Des ensembles de chaudières comprennent Les divers registres, soupapes, robinets qui servent principalement comme organes de fermeture ou d'ouverture dans Les-conduites de Vapeur et d'eau, dans l'ensemble de chaudières. Ces accessoires comprennent également, Les compteurs d'eau, robinets de prelevement d'eau et divers instrument de mesure et de réglage, ils améliorent La sécurité de fonctionnement de l'ensemble.

I.5.5 Carcasse et maçonnerie

Des ensembles chaudières sont en briques en dalles ou en céramique spéciale. Elle constitue Les murs du foyer et des passages de fumée à grande résistance à la température et sert à isoler l'ensemble de chaudière thermiquement.

Les parties intérieures de la maçonnerie on emploie Une carcasse ou charpente à liaison métallique. permettant le soutien de tous Les éléments de l'ensemble et à transmettre Les charges à La fondation.

CHAPITRE II - TRANSFERT DE CHALEUR dans les chaudières

II.1 PRODUCTION DE LA VAPEUR

II.1.1 INTRODUCTION

La vapeur d'eau est un fluide moteur qui est extrêmement employé en thermique ; son utilisation répandue s'explique par son abondance dans la nature et ces propriétés thermodynamiques particulièrement avantageuses. L'avantage majeur de l'eau et de la vapeur est qu'elles n'ont aucun effet nuisible sur les métaux, ni sur les organismes vivants.

II.1.2 TRANSFORMATION ENERGETIQUES

Les transformations énergétiques qui se produisent dans les installations motrices à vapeur sont caractérisées par des changements d'états du fluide moteur qui passe de l'état liquide à l'état vapeur et inversement. L'eau passe par les phases suivantes.

II.1.2.1 Evaporation

C'est la formation de vapeur qui se produit seulement sur la surface du liquide. Ce phénomène se produit à toutes les températures et consiste le fait que les molécules de la surface se détachent du liquide à cause de l'activation

de celles-ci .

II.1.2.2 Ebullition

L'ébullition est une formation tumultueuse de vapeur qui se produit dans toute la masse du liquide sous apport d'une certaine quantité de chaleur à travers la paroi du récipient qui le contient. Les bulles de vapeur se forment contre les parois du récipient et à l'intérieur du liquide en se dilatant et s'élevant jusqu'à la surface libre. Pour une pression déterminée la température de l'eau s'élève jusqu'à une température appelée température d'ébullition ou température de saturation puis cette température reste constante jusqu'à l'évaporation de la totalité du liquide.

II.1.2.3 Condensation

La condensation est la transformation inverse de l'évaporation, donc elle se fait en enlevant de la chaleur à la vapeur saturée par échange avec un fluide froid qui ramène la température de la vapeur à la température de rosée. Cette transformation se fait dans les installations de chaudière à des basses pressions et à température constante associée à la pression.

II.1.3 DIFFERENTS TYPES DE VAPEURS

Il existe trois types de vapeur selon la qualité et l'énergie emmagasinée.

II.1.3.1 Vapeur humide

La vapeur humide est un mélange de vapeur saturée et d'eau liquide ou émulsion. Ces quantités sont caractérisées par le titre "x" défini comme le rapport en masse de la vapeur sèche avec la vapeur humide.

$$x = \frac{\text{masse de la vapeur sèche}}{\text{masse de la vapeur humide}}$$

II.1.3.2 Vapeur saturée sèche

Lorsque le titre d'une vapeur est égal à 1 ($x=1$). On dit que la vapeur est saturée sèche.

Toute l'eau s'est évaporée.

II.1.3.3 Vapeur surchauffée

La vapeur surchauffée est une vapeur sèche saturée qu'on a chauffée pour augmenter sa température à partir de la saturation dans le but d'augmenter son enthalpie.

II.2. ETUDE DE LA TRANSMISSION DE CHALEUR

II.2.1 INTRODUCTION

Les lois de transmission de la chaleur, la thermocinétique, sont d'une importance déterminante pour l'étude et le fonctionnement de nombreuses formes de générateurs de vapeurs, de fours de réchauffeurs, d'échangeurs, de refroidisseurs, d'évaporateurs et condenseurs utilisés dans diverses industries.

L'objectif principal consiste à rechercher le moyen qui peut transmettre le maximum d'énergie calorifique par unité de surface, tout en respectant dans des conditions économiques raisonnables.

Parfois d'autres buts peuvent orienter l'étude notamment tirer le meilleur rendement d'une source de chaleur comme dans les échangeurs, les récupérateurs et les régénérateurs, et réduire au minimum le passage d'un flux calorifique en employant des méthodes d'isolation. Il arrive souvent que ces trois buts soient considérés simultanément dans l'étude d'un même problème, c'est le cas d'une étude de chaudière.

II.2.2 MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR

La transmission de la chaleur peut prendre trois formes fondamentales différentes.

II.2.2.1 Conduction

Dans ce mode de transfert, la chaleur est transmise directement entre les particules en contact ; elle est due au mouvement thermique des molécules et des atomes de la matière et au mouvement des électrons libres dans les métaux.

On rencontre la conduction thermique à l'état pur, non accompagnée par d'autres formes de transmission, dans les corps solides opaques et dans les couches minces et immobiles de liquide ou gaz.

II.2.2.2 Convection

La convection implique le transport de la chaleur par le mélange de deux parties d'un fluide. Le mouvement du fluide peut être entièrement dû à la différence de densité résultant des différences de température, "convection naturelle" ou être produit par des moyens mécaniques "convection forcée". La convection s'accompagne toujours par la transmission par conduction.

II.2.2.3 Rayonnement

Un corps chaud émet de l'énergie dans toutes les directions

lorsque celle-ci rencontre un autre corps, une partie peut-être réfléchi. Une autre transmise à travers le corps, le reste est absorbé et quantitativement transformé en chaleur.

Pi deux corps, l'un plus chaud que l'autre, il y a échange continu d'énergie entre eux. Le corps le plus chaud rayonne plus d'énergie qu'il n'en absorbe et l'autre en absorbe plus qu'il n'en rayonne. Même après équilibre thermique, le processus continue et chaque corps rayonne et absorbe de l'énergie. Certains gaz aussi bien que les solides, rayonnent et absorbent de l'énergie thermique.

CHAPITRE III - DIMENSIONNEMENT DE LA CHAUDIERE

Dans ce chapitre nous entamons l'étude de tous les éléments qui constituent le groupe de chaudière et pour cela nous procéderons de la manière suivante :

Nous commençons par le calcul de combustion qui nous permettra de connaître la composition du fluide chaud (fumées); puis avec le bilan thermique nous pouvons dimensionner la chaudière.

III.1 CALCUL DE COMBUSTION

La combustion dans les foyers est un phénomène d'oxydation activé et accompagné d'un dégagement très intense de chaleur et à haute température. Cette chaleur est transmise au fluide froid.

Le combustible utilisé est le gaz naturel de Hassi-R'Mel qui est abondant dans notre pays.

III.1.1 Caractéristiques du gaz naturel [8]

- Pouvoir calorifique

$$P_{ci} = 9080 \text{ Kcal/N.m}^3$$

$$P_{cs} = 10040 \text{ Kcal/N.m}^3$$

- température d'inflammation dans l'air

$$T_{inf} = 650 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Composition molaire.

Constituants	% molaire	Constituants	% Molaire
C_1H_4 methane	83,21	C_nH_{2n+2} ($n \geq 6$)	0,14
C_2H_6 ethane	7,05	N_2 (Azote)	6,06
C_3H_8 propane	2,04	CO_2 (gaz carbonique)	0,20
C_4H_{10} butane	0,85	He (Helium)	0,16
C_5H_{12} pentane	0,29	Gas naturel de Hassi-R'mel	100 %

III.1.2 Quantité d'air nécessaire

Le comburant utilisé dans cette combustion est l'air contenant 21% du volume d'oxygène (O_2).

Les réactions qui ont lieu sont:



avec $m = 1, 2, \dots, 6$

Designons par $n_1, n_2, n_3, \dots, n_6$ Les pourcentages molaires respectifs de $C_1H_4, C_2H_6, C_3H_8, \dots, C_6H_{14}$ du gaz naturel.

Alors Le nombre de moles d'air nécessaires pour 100 moles de Gaz-naturel.

$$N_0 = 2n_1 + \frac{7}{2}n_2 + 5n_3 + \frac{13}{2}n_4 + 8n_5 + \frac{19}{2}n_6$$

$$N_0 = 2.85,21 + \frac{7}{2} \cdot 7,05 + 5.2,04 + \frac{13}{2} \cdot 0,85 + 8.0,29 + \frac{19}{2} \cdot 0,16 = 210,47$$

$$N_0 = 210,47 \text{ moles d'O}_2$$

soit 2,1 moles d'O₂ pour 1 mole de gaz naturel.

Dans les conditions normales de pression et de température (°C, 1atm) notée "N" Le volume d'O₂ est :

$$V_0^{\circ} = 2,104 \text{ N.m}^3 \text{ d'O}_2 / \text{N.m}^3 \text{ de gaz naturel}$$

soit

$$V_{\text{air}}^{\circ} = \frac{2,104}{0,9099} = 10,027 \text{ N.m}^3 / \text{N.m}^3$$

$$V_{\text{air}}^{\circ} = 10,027 \text{ N.m}^3 / \text{N.m}^3.$$

III.1.3 Composition des gaz d'échappement

Dans les gaz d'échappement on a d'après les réactions précédentes CO₂ et H₂O en plus des gaz inertes à cette combustion comme le N₂, He, CO₂ et O₂ en excès contenue dans l'air.

Pour une combustion théorique, pas d'excès d'air. Le volume des gaz d'échappement est :

$$V_g^{\circ} = V_{\text{CO}_2}^{\circ} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\circ} + V_{\text{N}_2}^{\circ} + V_{\text{He}}^{\circ}$$

- volume du gaz carbonique CO₂

En négligeant le pourcentage du gaz carbonique dans l'air (3.10⁻⁴% de CO₂ dans l'air en volume), le volume sera celui dégagé par la combustion.

$$V_{CO_2}^o = \frac{1}{100} (n_1 + 2n_2 + 3n_3 + 4n_4 + 5n_5 + 6n_6) + 0,002$$

où : 0,002 représente le pourcentage molaire du CO_2 dans le gaz-naturel.

$$\text{d'où } V_{CO_2}^o = \frac{1}{100} (83,21 + 2 \cdot 7,05 + 3 \cdot 2,04 + 4 \cdot 0,85 + 5 \cdot 0,29 + 6 \cdot 0,14) + 0,002 = 1,0932$$

$$V_{CO_2}^o = 1,0932 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

- volume de la vapeur d'eau H_2O

Cette vapeur possède deux sources :

- La combustion des hydrocarbure du combustible : $V_{H_2O}^1$
- L'humidité de l'air : quantité de vapeur contenu dans l'air $V_{H_2O}^2$.

$$\text{alors } V_{H_2O}^o = V_{H_2O}^1 + V_{H_2O}^2$$

Toujours dans le cas théorique.

$$V_{H_2O}^1 = \frac{1}{100} (2n_1 + 3n_2 + 4n_3 + 5n_4 + 6n_5 + 7n_6)$$

$$\text{d'où } V_{H_2O}^1 = \frac{1}{100} (2 \cdot 83,21 + 3 \cdot 7,05 + 4 \cdot 2,04 + 5 \cdot 0,85 + 6 \cdot 0,29 + 7 \cdot 0,14) = 2,0267 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$V_{H_2O}^1 = 2,0267 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

quand au $V_{H_2O}^2$ il est donné par :

$$V_{H_2O}^2 = V_{air}^o \cdot d \cdot f_{air} \cdot \frac{V_m^{eau}}{M} \quad [2]$$

- avec d : l'humidité de l'air

V_m^{eau} : volume molaire de la vapeur

$$\text{d'où } V_{\text{H}_2\text{O}}^2 = \frac{10,027 \cdot 10 \cdot 1,293 \cdot 22,4 \cdot 10^{-3}}{18} = 0,1613 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^2 = 0,1613 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

alors le volume de la vapeur d'eau est:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 2,0267 + 0,1613 = 2,188 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

- volume d'azote N_2

Ce volume est donné par:

$$V_{\text{N}_2}^0 = V_{\text{air}}^0 \cdot 0,79 + 0,0606$$

ou 0,79: représente le pourcentage de N_2 dans l'air

0,0606: représente le pourcentage de N_2 dans le combustible.

$$\text{d'où } V_{\text{N}_2}^0 = 10,027 \cdot 0,79 + 0,0606 = 7,982 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 7,982 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

- volume d'hélium He

L'hélium provient seulement du combustible d'où:

$$V_{\text{He}}^0 = 0,0016 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

Ainsi on aura le volume des gaz d'échappement pour une combustion théorique.

$$\text{d'où } V_{\text{g}}^0 = 1,0932 + 2,188 + 7,982 + 0,0016 = 11,264 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$V_{\text{g}}^0 = 11,264 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

En pratique la combustion n'est jamais théorique cela pour

des raisons d'hygiène (afin d'éviter les gaz toxiques comme le CO) et économique (afin d'éviter que la combustion soit incomplète).

Pour le gaz naturel on adoptera un excès d'air de 11%, en d'autre terme un coefficient d'excès d'air $\alpha = 1,11$ défini comme suit.

$$\alpha = \frac{\text{Volume d'air réel}}{\text{Volume d'air nécessaire}}$$

Alors le volume du gaz d'échappement pour une combustion réelle sera : en multipliant V_{air} par α .

$$V_{\text{CO}_2} = 1,0932 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,2057 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$V_{\text{N}_2} = 8,8532 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$V_{\text{H}_2} = 0,0016 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

Le volume d'oxygène en excès.

$$V_{\text{O}_2} = (\alpha - 1) V_{\text{air}} \cdot 0,21 \quad \text{avec } 0,21 : \text{pourcentage en volume de } \text{O}_2 \text{ dans l'air.}$$

$$\text{d'où } V_{\text{O}_2} = (1,11 - 1) \cdot 10,027 \cdot 0,21 = 0,2316 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,2316 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

Alors .

$$V_g = 1,0932 + 2,2057 + 8,8532 + 0,0016 + 0,2316 = 12,384 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$V_g = 12,384 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

III.2 BILAN THERMIQUE

Le bilan thermique d'un ensemble de chaudière est l'une des caractéristiques fondamentales qui permet d'apprécier correctement l'efficacité ou rendement et l'économie de son exploitation.

On rapporte ce bilan à 1 Nm^3 de combustible de gaz-naturel, obtenu en établissant l'égalité suivante:

$$Q_d = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \sum Q_p \quad (1)$$

- avec: Q_d : chaleur disponible

Q_1 : chaleur reçue par l'eau dans l'économiseur

Q_2 : chaleur reçue par l'eau dans la chaudière

Q_3 : chaleur reçue par la vapeur dans le surchauffeur.

$\sum Q_p$: pertes dans le circuit de la vapeur et des fumées.

La chaleur disponible est la chaleur donnée par l'air chaud et le combustible.

$$\text{d'où} \quad Q_d = P_{ci} + Q_{air} \quad (2)$$

avec Q_{air} : chaleur reçue par l'air

On examine ci-après d'une façon détaillée les divers composants du bilan thermique.

a) chaleur disponible

On détermine la chaleur disponible par la formule (2)

- chaleur reçue par l'air

Pour cela nous supposons comme suit:

- La température à l'entrée du rechauffeur d'air $t_e = 30^\circ\text{C}$
- La température de sortie du rechauffeur d'air $t_s = 100^\circ\text{C}$

Cette chaleur est donnée par la formule suivante

$$Q_{\text{air}} = \alpha \cdot V_{\text{air}}^0 \cdot C_{p, \text{air}} \cdot \Delta T$$

où : $\alpha = 1,11$

$$V_{\text{air}}^0 = 10,027 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$C_{p, \text{air}} = 0,317 \text{ Kcal/N.m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = t_s - t_e = 100 - 30 = 70^\circ\text{C}$$

d'où $Q_{\text{air}} = 1,11 \cdot 10,027 \cdot 0,317 \cdot 70 = 247 \text{ Kcal/N.m}^3$

$$Q_{\text{air}} = 247 \text{ Kcal/N.m}^3$$

- chaleur reçue par le combustible

Cette chaleur est égale au pouvoir calorifique inférieur car l'eau résultant de la combustion se trouve à l'état vapeur

$$P_{ci} = 9080 \text{ Kcal/N.m}^3$$

d'où la chaleur disponible.

$$Q_d = 9080 + 247 = 9327 \text{ Kcal/N.m}^3$$

$$Q_d = 9327 \text{ Kcal/N.m}^3$$

b) bilan du circuit eau-vapeur

Le bilan du circuit eau-vapeur sous entend la détermination des termes du second membre de la formule (1).

- chaleur reçue par l'eau dans l'économiseur

$$Q_1.$$

Les caractéristiques de l'eau dans l'économiseur .

La température à l'entrée $t_e = 30^\circ\text{C}$; pression $P = 16 \text{ bars}$ alors $H_e = 30 \text{ kcal/kg}$

La température à la sortie $t_s = 160^\circ\text{C}$; pression $P = 16 \text{ bars}$ alors $H_s = 161,34 \text{ kcal/kg}$

$$Q_1 = H_s - H_e = 161,34 - 30 = 131,34 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_1 = 131,34 \text{ kcal/kg.}$$

- chaleur reçue par l'eau dans la chaudière

$$Q_2$$

Les caractéristiques à l'entrée et la sortie de la chaudière.

- entrée : eau :

température : $t_e = 160^\circ\text{C}$; pression : $P = 16 \text{ bars}$ alors $H_e = 161,34 \text{ kcal/kg}$

- sortie : vapeur saturée.

température : $t_s = 200^\circ\text{C}$; pression : $P = 16 \text{ bars}$ alors $H_s = 667,1 \text{ kcal/kg}$

$$\text{donc } Q_2 = 667,1 - 161,34 = 505,76 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_2 = 505,76 \text{ kcal/kg.}$$

- chaleur reçue par la vapeur dans le sur-
chauffeur Q_3

Pour avoir cette quantité il faut avoir d'abord les caractéristiques de la vapeur à l'entrée et à la sortie du sur-chauffeur

à l'entrée : Vapeur saturée

température : $t_e = 200^\circ\text{C}$; Pression : $P = 16 \text{ bars}$ alors $H_e = 667,1 \text{ kcal/kg}$.

à la sortie : Vapeur surchauffée

température : $t_s = 360^\circ\text{C}$; Pression : $P = 16 \text{ bars}$ alors $H_s = 756,2 \text{ kcal/kg}$

$$Q_3 = 756,2 - 667,1 = 89 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_3 = 89 \text{ kcal/kg}$$

c) les pertes

On distingue 3 types de pertes dans le circuit de la vapeur et des fumées.

- pertes chimiques

Ces pertes sont dues au fait que la combustion de certains gaz thermiquement stables est incomplète ; c'est le cas du méthane (CH_4).

Les pertes chimiques ne doivent pas dépasser les 0,5%, dans le cas des combustibles solides les pertes atteignent 5% d'où l'avantage des combustibles liquides ou gaz, dans notre cas on les adopte à 0,4%. [3] page 195.

$$Q_{p_c} = 0,4 \%$$

- pertes par le refroidissement extérieur de l'eau

Ces pertes sont dues au fait que l'isolation thermique n'est pas parfaite. Ces pertes sont de l'ordre de 0,3 à 3,6% et varient selon la capacité de production [3] page 196.

On les évalue dans le cas qui nous intéresse à 0,7%

$$Q_{p_r} = 0,7 \%$$

- pertes de chaleur dans la fumée

Ces pertes sont dues à la température élevée des gaz d'échappement à la sortie de la cheminée. La température est de l'ordre de 120 à 180° pour les chaudières de 10t/h []

Ces pertes sont données par :

$$Q_{p_f} = \frac{H_g - \alpha H_{air_f}}{Q_d} \cdot 100 \quad \% \quad (3) \quad [3]$$

avec H_g : désigne l'enthalpie des gaz de fumées à la sortie de la chaudière.

α : excès d'air

H_{air_f} : désigne l'enthalpie de l'air frais à l'entrée de l'installation.

Le gaz est constitué de plusieurs éléments. Par conséquent on peut écrire :

$$H_g = [V_{N_2} \cdot C_p(N_2) + V_{He} \cdot C_p(He) + V_{CO_2} \cdot C_p(CO_2) + V_{H_2O} \cdot C_p(H_2O) + V_{air} \cdot C_p(air)] \cdot t_g$$

où V : volume des éléments pour 1 N.m^3 de gaz naturel

t_g : température du gaz à l'échappement

C_p : chaleur spécifique de l'élément à t_g .

Nous regroupons les valeurs de C_p pour chaque élément à la température t_g suppose pour notre cas à 160°C :

Constituant	N_2	He	CO_2	H_2O	Air en excès
C_p (Kcal/ $\text{N.m}^3^\circ\text{C}$)	0,3126	0,01386	0,4246	0,3634	0,3122
V_c ($\text{N.m}^3/\text{N.m}^3$)	8,8532	0,0016	1,0932	2,2057	1,1029

$$\text{d'où } H_g = (8,8532 \cdot 0,3126 + 0,0016 \cdot 0,01386 + 1,0932 \cdot 0,4246 + 2,2057 \cdot 0,3634 + 1,1029 \cdot 0,3122) \cdot 160$$

$$H_g = 700,41 \text{ Kcal}/\text{N.m}^3.$$

quand à la valeur de H_{airf} est donnée par:

$$H_{airf} = V_{air} \cdot C_{p_{air}} \cdot t_{airf}$$

$$\text{avec } V_{air} = 10,027 \text{ N.m}^3/\text{N.m}^3$$

$$t_{airf} = 30^\circ\text{C}$$

$$C_{p_{airf}} = 0,311 \text{ Kcal}/\text{N.m}^3$$

$$\text{alors } H_{airf} = 10,027 \cdot 0,311 \cdot 30 = 93,55 \text{ Kcal}/\text{N.m}^3$$

$$H_{airf} = 93,55 \text{ Kcal}/\text{N.m}^3$$

alors les pertes par les fumées d'après (3) sont évaluées.

$$Q_{p_f} = \frac{700,41 - 1,11 \cdot 93,55}{932,7} \times 100 = 6,4 \%$$

$$Q_{p_s} = 6,4 \%$$

$$\text{donc } \Sigma Q_p = Q_{p_a} + Q_{p_c} + Q_{p_f} = 0,7 + 0,4 + 6,4 = 7,5 \%$$

$$\Sigma Q_p = 7,5 \%$$

Le bilan étant complété, on peut alors déterminer les caractéristiques de la chaudière.

- rendement brut " η_{br} "

Puisque les pertes ont été comptabilisées le rendement est donné comme suit.

$$\begin{aligned} \eta_{br} &= 100 - \Sigma Q_p \\ &= 100 - 7,5 = 92,5 \% \end{aligned}$$

$$\eta_{br} = 92,5 \%$$

- consommation du combustible "B"

La variation d'enthalpie de l'eau et de la vapeur provient de la chaleur dégagée par la combustion alors la consommation en combustible est donnée par :

$$B = \frac{D \cdot (H_d - t)}{P_{ci} \cdot \eta_{br}} \quad [6]$$

avec: H_d : chaleur totale de la vapeur

t : température de l'eau d'alimentation.

ce qui donne

$$B = \frac{10 \cdot 10^3 (756,2 - 30)}{9080 \cdot 0,925} = 864,62 \text{ N.m}^3/\text{R}$$

III.3 ETUDE DES DIFFERENTS ELEMENTS DE LA CHAUDIERE

Pour le dimensionnement du groupe de chaudière nous entamons l'étude ; selon le circuit des fumées, du brûleur jusqu'à la cheminée tout en passant par le foyer, le faisceau tubulaires, surchauffeur, économiseur et en fin le rechauffeur d'air.

Notre chaudière est à tube de fumées à foyer intérieur avec un faisceau tubulaire reparti toute au tour du foyer ce choix a été pris du la faible capacité de production de la vapeur. La chaudière est schématisée sur le planche (annexe).

III.3.1 Foyer

Les installations destinées à brûler efficacement et économiquement sont appelées foyers, Selon le combustible utilisé on a adopté un foyer conforme.

Actuellement Les installations de chauffe sont équipés de foyers à chambre pour des combustibles liquides ou gaz ou des foyers à grille pour les combustibles solides.

Dans le cas des foyers à chambre, on mélange préalablement l'air plus combustible pour la préparation à la combustion, puis ce mélange est éjecté par le brûleur dans la chambre.

Ces foyers doivent résister à la haute température et au contact de la flamme. Pour des surfaces critiques on utilise un revêtement en matière réfractaire qui assure la bonne protection de la paroi.

- Calcul

.determination de la température de combustion

La combustion est réalisée avec un comburant chaud, dans ce cas c'est l'air, La température théorique est alors donnée par: [6]

$$t_c = \frac{Q_d}{V_g \cdot c_{p_g}} + t_a$$

avec: t_c : température théorique de combustion.

t_a : température de l'air ambiant.

$$\text{d'où } t_c = \frac{9327}{12,384 \cdot 0,363} + 30 = 2104,8^\circ\text{C}$$

$$t_c = 2104,8^\circ\text{C}$$

Nous adopterons un foyer cylindrique en Acier XC42 soudé. Pour ce type de foyer, Le diamètre intérieur varie de 650 à 1000 mm et la longueur de 6 à 11 m. [5] page 66

Nous supposons la température à la sortie du foyer à 1600°C. On peut alors déterminer la chaleur échangée dans le tube foyer. Celle-ci est donnée par la relation:

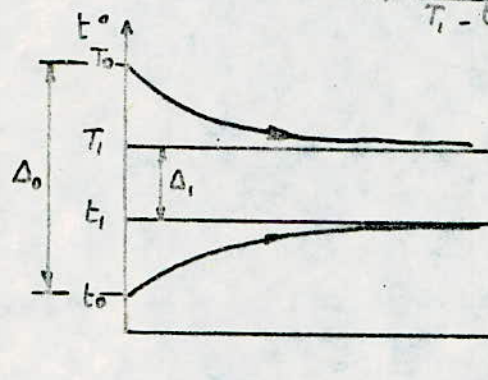
$$Q = S \cdot K \cdot \Delta t_m \quad \text{avec } \Delta t_m: \text{La moyenne logarithmique de température entre les deux fluides.}$$

Cette échange se fait entre les fumées et l'eau.

- fumées $T_e = T_0 = 2104,8^\circ\text{C}$; $T_s = T_1 = 1600^\circ\text{C}$

- eau $t_e = t_0 = 160^\circ\text{C}$; $t_s = t_1 = 200^\circ\text{C}$

$$\text{or } \Delta t_m = \frac{(T_0 - t_0) - (T_1 - t_1)}{\ln \frac{T_0 - t_0}{T_1 - t_1}} = \frac{\Delta_0 - \Delta_1}{\ln \frac{\Delta_0}{\Delta_1}}$$



- avec : $\Delta_0 = T_0 - t_0$

$\Delta_1 = T_1 - t_1$

$$\text{d'où } \Delta t_m = \frac{(2104,8 - 160) - (1600 - 200)}{\ln \frac{2104,8 - 160}{1600 - 200}} = 1657,5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 1657,5^\circ\text{C}$$

Déterminons à présent la surface d'échange, pour cela nous fixerons les dimensions du foyer comme suit:

diamètre intérieur $d_i = 900\text{mm}$

Longueur $L = 6\text{m}$.

On fait ce choix arbitrairement dans le but de réduire l'encombrement en longueur.

alors $S = \pi \cdot d \cdot L$

$$\text{d'où } S = \pi \cdot 0,9 \cdot 6 = 16,956 \text{ m}^2$$

Il reste à déterminer Le coefficient global K .

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b + \alpha_r} + \frac{1}{\alpha_o} + \frac{e}{\lambda}}$$

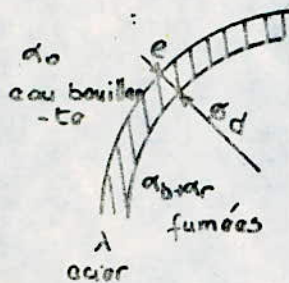
avec: α_b : coefficient de conductivité des gaz

α_r : coefficient de rayonnement des gaz

α_o : coefficient de conductivité de l'eau

e : épaisseur du tube foyer

λ : coefficient de conductibilité de l'acier



détermination de α_b

Le coefficient de conductivité des gaz à des vitesses faibles est donné par la formule empirique adoptée par Lemasson [8]

$$\alpha_b = R \cdot A \cdot v^{0,75} \cdot d^{-0,25}$$

avec: v : vitesse du fluide (m/R)

d : diamètre intérieur du tube (m).

Coef des fumées.

pour	$t_m^\circ\text{C}$	=	0	100	200	400	600	800	1000
	$\frac{1}{1,02}$	=	0,150	0,145	0,140	0,139	0,087	0,078	0,068

$$\text{avec } t_m = \frac{t_{m \text{ gaz}} + t_{m \text{ paroi}}}{2}$$

où $t_{m \text{ gaz}}$: température moyenne des gaz

$t_{m \text{ paroi}}$: température moyenne de la paroi

et h pour des gaz circulant dans un tube droit

$$h = 0,04$$

pour notre cas :

$$t_m = \frac{\frac{2104,8 + 1600}{2} + \frac{200 + 160}{2}}{2} = 1016,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

alors $A = 1,02 \cdot 0,068 = 0,069$.

La vitesse est donnée par :

$$v = \frac{D_v}{S_p} \quad \text{avec } D_v: \text{debit volumique (m}^3/\text{R)}$$

S_p : section de passage

$$\text{d'où } v = \frac{12,384 \cdot 864,62}{\pi \frac{(0,9)^2}{4}} = 16831,05 \text{ m/R}$$

cette vitesse est dans les conditions normales de pression et de température par contre la température de notre foyer est

$$t_{m\text{gaz}} = 1852,8$$

$$\text{alors } v_t = v \cdot \frac{(1852,8 + 273)}{273}$$

$$\text{d'où } v_t = 16831,05 \cdot \frac{2125,4}{273} = 131035,58 \text{ m/R}$$

$$v_t = 131035,58 \text{ m/R}$$

$$\text{d'où } \alpha_b = 0,04 \cdot 0,069 \cdot (131035,58)^{0,75} \cdot (0,9)^{-0,25} = 19,51 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_b = 19,51 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}.$$

détermination de α_r

La loi de STEFAN A'écrit (pour le rayonnement).

$$\frac{Q}{S} = \sigma (\epsilon_g \cdot T_{m_g}^4 - \epsilon_p \cdot T_{m_p}^4) = \alpha_r (T_{m_g} - T_{m_p})$$

$$\text{donc } \alpha_r = \frac{\sigma (\epsilon_g \cdot T_{m_g}^4 - \epsilon_p \cdot T_{m_p}^4)}{T_{m_g} - T_{m_p}}$$

avec T_{mg} : température moyenne du gaz ($^{\circ}K$)

T_{mp} : température moyenne de la paroi ($^{\circ}K$)

La chaleur échangée par rayonnement dépend essentiellement de la teneur en CO_2 et H_2O du gaz, car les autres gaz comme le N_2 et O_2 sont des gaz transparent au rayonnement.

La détermination des coefficients d'émission et d'absorption se fait au moyen des abaques utilisées dans W.H. Mc ADAMS [1] page 93 pour cela il faut avoir les paramètres suivants:

- température moyenne:

$$\text{des gaz } t_{mg} = \frac{2104,8 + 1600}{2} = 1852,4^{\circ}C$$

des parois: cette température varie de 15 à $20^{\circ}C$ de celle de l'eau bouillante alors

$$t_{mp} = \frac{200 + 160}{2} + 15 = 195^{\circ}C$$

- La pression partielle: avec $P_{total} \text{ des gaz} = 1 \text{ atm.}$

$$\text{pour le } CO_2 \quad P_{CO_2} = P_c = \frac{V_{CO_2}}{V_g} \cdot P_t = \frac{1,0932}{12,384} \cdot 1 = 0,08827 \text{ atm}$$

$$\text{pour le } H_2O \quad P_{H_2O} = P_e = \frac{V_{H_2O}}{V_g} \cdot P_t = \frac{2,2057}{12,384} \cdot 1 = 0,1781 \text{ atm}$$

- épaisseur moyenne des gaz.

d'après Technique de l'ingénieur pour un cylindre infini ($\frac{\text{longueur}}{\text{diamètre}} > 6$) $L = d$

- Détermination du facteur d'émission des gaz

$$P_c L = 0,08827 \cdot 0,9 = 0,0794 \text{ atmm et } T_{mg} = 2125,4^{\circ}K$$

On aura d'après un abaque donné sur M.C. ADAMS
pour le gaz carbonique $\epsilon_c = 0,049$
de même pour la vapeur d'eau.

$$P_e L = 0,1781 \cdot 0,9 = 0,1603 \text{ atm.m} \quad \text{at} \quad T_{m\phi} = 2125,4^\circ \text{K}$$

$$\text{alors} \quad \epsilon_e = 0,069.$$

pour le calcul du coefficient d'émission du mélange il faut
faire une certaine correction qui tient compte de chevaucha-
ment des spectres de la vapeur d'eau et du gaz carbonique
selon les mêmes sources.

$$\Delta \epsilon = f\left(\frac{P_{eL}}{P_{eL} + P_{eL}}; P_{eL} + P_{eL}; T\right)$$

$$\frac{P_{eL}}{P_{eL} + P_{eL}} = \frac{0,1603}{0,1603 + 0,0794} = 0,6687 \quad ; \quad P_{eL} + P_{eL} = 0,1603 + 0,0794 = 0,239 \quad \text{at} \quad T_{m\phi} = 2125,4^\circ \text{K}$$

$$\text{d'où} \quad \Delta \epsilon = 0,0267$$

• Détermination du facteur d'émission des parois.

La détermination de ce facteur se fait de la même manière
que la précédente, en changeant seulement les paramètres

P_{eL} ; P_{eL}

$$(P_{eL})' = (P_{eL}) \cdot \frac{T_{mp}}{T_{m\phi}} \quad ; \quad (P_{eL})' = (P_{eL}) \cdot \frac{T_{mp}}{T_{m\phi}}$$

$$(P_{eL})' = 0,0794 \cdot \frac{468}{2125,4} = 0,0174 \quad ; \quad (P_{eL})' = 0,1603 \cdot \frac{468}{2125,4} = 0,0353 \quad \text{at} \quad T_{mp} = 468^\circ \text{K}$$

$$\epsilon'_c = 0,059 \quad ; \quad \epsilon'_e = 0,109$$

$$\text{alors} \quad \epsilon_{cp} = \epsilon'_c \cdot \left(\frac{T_{m\phi}}{T_{mp}}\right)^{0,65} = 0,059 \left(\frac{2125,4}{468}\right)^{0,65} = 0,1577$$

$$\epsilon_{ep} = \epsilon'_e \left(\frac{T_{m\phi}}{T_{mp}}\right)^{0,45} = 0,109 \left(\frac{2125,4}{468}\right)^{0,45} = 0,2153$$

pour le facteur de correction

$$P_c' L + P_e' L = 0,0174 + 0,0353 = 0,0527 \quad \text{et } T_{mp} = 468^\circ K$$

$$\text{avec } \frac{P_d}{P_d + P_e} = 0,6687$$

$$\Delta E_p = 0,0018$$

$$\text{d'où } E = E_c + E_e - \Delta E$$

$$\text{pour le gaz } E_g = 0,049 + 0,069 - 0,0267 = 0,0913$$

$$\text{pour la paroi } E_p = 0,1577 + 0,2153 - 0,0018 = 0,3712$$

$$E_g = 0,0913 \quad ; \quad E_p = 0,3712$$

$$\text{d'où } \alpha_r = \frac{4,88 \cdot 10^{-8} [0,0913 (2125,4)^4 - 0,3712 \cdot (468)^4]}{2125,4 - 468} = 54,33 \text{ kcal/m}^2 \text{R}^\circ \text{C}$$

$$\alpha_r = 54,33 \text{ kcal/m}^2 \text{R}^\circ \text{C}$$

determination de α_o

Cet coefficient est donné par un abaque donné par J. RICARD [2] qui dépend de la différence de température entre les deux faces de la paroi du tube ; Dans ce cas $\Delta t = 15^\circ C$

$$\text{d'où } \alpha_o = 10.000 \text{ kcal/m}^2 \text{R}^\circ \text{C}.$$

determination de $\frac{e}{\lambda}$

• calcul de l'épaisseur du tube foyer.

Selon le code de construction des récipients sous pressions l'épaisseur des conduites cylindriques se calcule par :

$$e = \frac{1}{2} \frac{d \cdot P}{0,8 d \cdot R - 0,6 \cdot p} + c$$

avec P : pression effective en Kg/mm^2

R : contrainte admissible du metal à t_{mp}

C : surepaisseur tenant compte de la tolérance de construction et de la corrosion = 2mm

α : 0,9 pour des tubes avec soudure

Le tube foyer est en Acier au carbone XC 42 $R = 10,55 \text{ Kg}/\text{mm}^2$
de diamètre intérieur $d_i = 0,9 \text{ m}$; $P = 16 \text{ bars} = 0,16 \text{ Kg}/\text{mm}^2$.

$$\text{d'où } e = \frac{1}{2} \frac{0,9 \cdot 10^3 \cdot 0,16}{0,9 \cdot 0,9 \cdot 10,55 - 0,6 \cdot 0,16} + 2 = 11,0 \text{ mm}$$

pour plus de sécurité, on prendra

$$e = 15 \text{ mm.}$$

Le coefficient de conductibilité de cet acier est: $\lambda = 50 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

d'où le coefficient globale de Transmission :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{19,53 + 54,33} + \frac{1}{10^4} + \frac{0,015}{50}} = 71,72 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$K = 71,72 \text{ Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Et lors la chaleur échangée entre Les gaz et l'eau dans le tube foyer.

$$Q = K \cdot S \cdot \Delta t_m = 71,72 \cdot 16,956 \cdot 1657,5 = 20,156 \cdot 10^5 \text{ Kcal}/\text{h}$$

$$Q = 20,156 \cdot 10^5 \text{ Kcal}/\text{h}$$

déterminant à présent la température des gaz des fumées à la sortie du tube foyer.

$$Q_f = B \cdot V_g \cdot C_p (t_c - t_s)$$

d'où $t_s = t_c - \frac{Q_f}{B.V_g.C_p}$ avec t_c : température de combustion

t_s : température de sortie du foyer

Q_f : chaleur échangée dans le tube foyer

d'où $t_s = 2104,8 - \frac{20,156 \cdot 10^5}{864,62 \cdot 12,384 \cdot 0,363} = 1586,2^\circ\text{C}$

$$t_s = 1586,2^\circ\text{C}$$

Cette température est proche de celle qu'on a supposée et par des itérations on peut s'approcher davantage de la valeur exacte.

Dans la suite de nos calculs nous allons travailler avec une température de sortie du foyer entre ces deux valeurs

soit $t_s = 1595^\circ\text{C}$

III.3.2 Faisceau tubulaire.

C'est du tubes en acier XC 37 venue de la fonderie (non soudé). Ces tubes doivent résister au haute température des gaz vers 1000°C , de même ces tubes doivent résister à des pressions de l'eau.

Calcul

Le reste de la chaleur Q_2 doit être dissipé dans le faisceau tubulaire, donc On doit calculer le nombre de tube suffisant pour cette échange.

$$Q_2^r = K \cdot S \cdot \Delta t_m \Rightarrow S = \frac{Q_2^r}{K \cdot \Delta t_m} \dots (1)$$

determination de Δt_m .

$$\Delta t_m = \frac{\Delta_0 - \Delta_1}{\ln \frac{\Delta_0}{\Delta_1}} \quad \text{avec} \quad \Delta_0 = T_0 - t_0$$

$$\Delta_1 = T_1 - t_1$$

$$T_0 = 1595^{\circ}\text{C} ; t_0 = 160^{\circ}\text{C} ; t_1 = 200^{\circ}\text{C} ; T_1 = ?$$

reste maintenant à déterminer T_1 : la température à la sortie de la chaudière des fumées qui est donné par:

$$t_s^{\text{ch}} = t_c - \frac{Q_2}{B \cdot V_g \cdot C_{p_g}} = 2104,8 - \frac{505 \cdot 10^4}{804,62 \cdot 12304 \cdot 0,9363} = 803,57^{\circ}\text{C}$$

avec Q_2 : chaleur nécessaire pour l'évaporation par heure

t_s^{ch} : température de sortie des fumées de la chaudière

$$\text{d'où } t_s^{\text{ch}} = 803,57^{\circ}\text{C}$$

alors $\Delta_0 = 1595 - 160 = 1435^\circ\text{C}$ et $\Delta_1 = 803,57 - 200 = 603,57$

$$\text{d'où } \Delta t_m = \frac{1435 - 603,57}{\ln \frac{1435}{603,57}} = 960^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 960$$

determination de K

Comme dans le tube foyer :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{bdr}}} + \frac{1}{\alpha_0} + \frac{e}{\lambda}}$$

. determination du coefficient de rayonnement α_r .

On adopte la même procédure que la précédente

température moyenne des gaz $t_{mg} = \frac{1595 + 803,57}{2} = 1199,3^\circ\text{C}$

température moyenne des parois donnée précédemment $t_{mp} = 195^\circ\text{C}$

pression partielle pour $P_{\text{total}} = 1 \text{ atm}$ $P_e = 0,08827 \text{ atm}$; $P_g = 0,1781 \text{ atm}$

épaisseur moyenne des gaz ; dans ce cas $L = d$.

Le diamètre intérieur des tubes est adopté à 0,05 m

donc on utilise des tubes 50 ÷ 60 Normalisée.

Alors le facteur d'émission du gaz et des parois

$$P_e L = 0,1781 \cdot 0,05 = 8,905 \cdot 10^{-3} \quad \text{et } T_{mg} = 1472,3^\circ\text{K} \quad \text{d'où } \epsilon_g = 0,0125$$

$$P_e L = 0,08827 \cdot 0,05 = 0,004413 \quad \text{et } T_{mg} = 1472,3^\circ\text{K} \quad \text{d'où } \epsilon_c = 0,024$$

$$\frac{P_e L}{P_e L + P_c L} = 0,6687 \quad ; \quad P_e L + P_c L = 0,0089 + 0,00413 = 0,0133 \text{ atm.m} \quad \text{d'où } \Delta \epsilon = 0,000$$

$$\text{alors } \epsilon_g = 0,0125 + 0,024 - 0,000 = 0,0365$$

$$\epsilon_g = 0,0365$$

pour la paroi : $T_{mp} = 195 + 273 = 468 \text{ } ^\circ\text{K}$

$$(P_{eL})' = 0,00413 \left(\frac{468}{1472,3} \right) = 0,0014 \quad \text{et } T_{mp} = 468 \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{d'où } \epsilon'_c = 0,02$$

$$(P_{eL})' = 0,0028 \left(\frac{468}{1472,3} \right) = 0,0028 \quad \text{et } T_{mp} = 468 \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{d'où } \epsilon'_e = 0,0225$$

$$(P_{eL})' + (P_{eL})' = 0,0042 \quad \text{et } \frac{(P_{eL})'}{(P_{eL})' + (P_{eL})'} = 0,6687 \quad \text{d'où } \Delta\epsilon = 0,000$$

$$\text{alors } \epsilon_{cp} = 0,02 \left(\frac{1472,3}{468} \right)^{0,65} = 0,0421 ; \quad \epsilon_{ep} = 0,0225 \left(\frac{1472,3}{468} \right)^{0,45} = 0,0376$$

$$\text{d'où } \epsilon_p = 0,0421 + 0,0376 = 0,0798$$

$$\epsilon_p = 0,0798$$

$$\text{alors : } \alpha_r = \frac{4,88 \cdot 10^{-8} [0,0365 \cdot (1472,3)^4 - 0,0798 (468)^4]}{1472,3 - 468} = 8,147 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_r = 8,147 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

3. détermination du coefficient de convection des gaz α_b

$$\alpha_b = 1,02 \cdot \eta \cdot A \cdot v^{0,75} \cdot d^{-0,25}$$

La vitesse dépend essentiellement du nombre des tubes pour des raisons économiques (pertes de charges). La vitesse dans ces tubes est estimée à $v = 10 \text{ m/s}$ [10]

$$t_m = \frac{1199,3 + 195}{2} = 697,15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{d'où } A = 0,0842$$

$$\text{alors } \alpha_b = 1,02 \cdot 0,04 \cdot 0,0842 \cdot (10 \cdot 3600)^{0,75} \cdot (0,05)^{-0,25} = 18,987 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_b = 18,987 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

4. détermination du coefficient de convection de l'eau bouillante

Pour les mêmes raisons que dans le foyer $\alpha_0 = 10^4 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$

la détermination du rapport $\frac{e}{\lambda}$

L'épaisseur de ces tubes sera:

$$e = \frac{1}{2} \frac{d \cdot P}{0,8 \cdot A \cdot R - 0,6 P} + c$$

$$d = 0,05 \text{ m} = 50 \text{ mm} \quad c = 2 \text{ mm} \quad \alpha = 1 \text{ (tube sans soudure)}$$

$$P = 0,16 \text{ kg/mm}^2 \quad R = 10,55 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{d'où } e = \frac{1}{2} \frac{50 \cdot 0,16}{0,8 \cdot 10,55 - 0,6 \cdot 0,16} + 2 = 2,48 \text{ mm}$$

$$\text{disons } e = 3 \text{ mm}$$

$\lambda = 50 \text{ kcal/m h}^\circ \text{C}$ pour l'acier. alors on peut calculer facilement le coefficient de transmission global.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{18,98 + 8,14} + \frac{1}{10^4} + \frac{0,005}{50}} = 26,98 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$$

$$K = 26,98 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{C}$$

d'après la relation (1) et $S = n \cdot \pi \cdot d \cdot L$

$$\text{on aura } n \pi d L = \frac{Q_2^r}{K \cdot \Delta t_m}$$

$$\text{soit } n = \frac{Q_2^r}{K \cdot \Delta t_m \cdot \pi \cdot d \cdot L}$$

$$\text{d'où } n = \frac{(50,5 - 20,156) \cdot 10^4}{26,98 \cdot 960 \cdot \pi \cdot 0,05 \cdot 6} = 126 \text{ tubes}$$

$$n = 126 \text{ tubes}$$

avec n : désigne le nombre de tube.

L : désigne la longueur du tube.

III.3.3 Surchauffeur

Le surchauffeur est l'organe qui est appelé à atteindre les températures les plus élevées, c'est donc une construction limitée d'emploi des très hautes surchauffes. Les températures atteintes à l'heure actuelle ne dépassent guère les 600°C , sauf dans des cas particuliers. Or pour éviter les hautes températures que peut atteindre le métal, il faut en générale soustraire les surchauffeurs soumis à l'action du rayonnement.

Les surchauffeurs sont constitués en général par des tubes fins de diamètre de 25 à 60 mm, extérieur, dans lesquels la vapeur circule à des vitesses élevées de l'ordre de 20 à 50 m/s. Cela pour permettre une bonne transmission de la chaleur et obtenir un refroidissement actif.

Les collecteurs d'entrée et sortie sont à l'extérieur du circuit des gaz. On a obtenu un résultat appréciable en utilisant des surchauffeurs à convection jusqu'à 450°C en acier doux, mais pour des températures élevées (500 à 520°C) on utilise des aciers alliés pour éviter les corrosions (jusqu'à 10% de Cr). Dans notre cas la surchauffe est à 360°C , on peut se satisfaire d'un surchauffeur en acier doux.

_ Calcul

• données des caractéristiques thermo-dynamiques

• Vapeur : température d'entrée $t_0 = 200^\circ\text{C}$; pression $P = 16$ bars
d'où $v_0 = 0,1262 \text{ m}^3/\text{kg}$ et $H_0 = 667,1 \text{ kcal/kg}$.

température de sortie $t_1 = 360^\circ\text{C}$; pression $P = 16$ bars

d'où $v_1 = 0,1812 \text{ m}^3/\text{kg}$ et $H_1 = 756,2 \text{ kcal/kg}$.

• fumées : température d'entrée $T_0 = 803,57^\circ\text{C}$
température de sortie.

La chaleur reçue par la vapeur est celle cédée par les fumées

alors :

$$D^f \cdot \Delta H^f = D^v \cdot \Delta H^v$$

où :

D^v ; D^f : débit massique (volumique) de la vapeur (fumées).

ΔH : variation d'enthalpie.

ce qui donne alors

$$T_1 = T_0 - \frac{D^v \cdot \Delta H^v}{D^f \cdot c_p}$$

$$\text{soit } T_1 = 803,57 - \frac{10^4 (756,2 - 667,1)}{864,62 \cdot 12384 \cdot 0,363} = 574,1^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 574,1^\circ\text{C}$$

• calcul du nombre de tubes

Pour cela on se base sur le calcul à la sortie du surchauffeur

ou le volume spécifique est plus grand.

$$D_v = S \cdot V \quad \text{d'où} \quad S = \frac{D_v}{V}$$

or $D_v = D_m \cdot \vartheta_s$

alors $S = \frac{D_m \cdot \vartheta_s}{V}$

où : V : vitesse de la vapeur (m/s)

ϑ_s : volume spécifique (m³/kg)

D_v, D_m : débit volumique (massique) m³/s (kg/s)

Pour avoir un coefficient d'échange élevée on doit avoir une vitesse

on adoptera $V = 40 \text{ m/s}$ vitesse courante dans les surchauffeurs.

Le choix permet d'éviter un accroissement de la température au delà des limites de résistance de l'acier constitutif.

$$\text{d'où} \quad S = \frac{10^4 \cdot 0,1812}{40 \cdot 3600} = 0,01258 \text{ m}^2$$

On adoptera des diamètres de surchauffeur normalisés d'après Norme AFNOR 34-42. (tube de diamètre intérieur 34 et diamètre extérieur 42).

alors la section de conduite.

$$A = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,034)^2}{4} = 9,0792 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{d'où} \quad n = \frac{S}{A} = \frac{0,01258}{9,0792 \cdot 10^{-4}} = 14 \text{ tubes}$$

$$n = 14 \text{ tubes}$$

Vérifions que ces tubes résistent à la pression d'utilisation; Pour cela on fait usage de la relation donnée par J. Ricard [2] page 256 page 254.

$$e = \frac{1}{2} \frac{d p}{0,8 \cdot R - 0,6 \cdot p} + c$$

avec $d_i = 0,034 \text{ m} = 34 \text{ mm}$; $\alpha = 1$ (tube sans soudure)

$$R = 10,55 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (acier XC 42)}$$

$$P = 16 \text{ bars} = 0,16 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\text{d'où } e = \frac{1}{2} \frac{34 \cdot 0,16}{0,8 \cdot 10,55 - 0,6 \cdot 0,16} + 2 = 2,36 \text{ mm}$$

L'épaisseur du tube choisi est de 4mm donc supérieure à la limite de résistance pour la pression utilisée.

• calcul des collecteurs

Ces tuyaux servent comme relais entre les tubes de liaison et les tubes du surchauffeur. Il existe deux collecteurs d'entrée et de sortie. Le calcul se fait en fixant une des données; exemple la vitesse de la vapeur à 50 m/s, cette vitesse est couramment utilisée dans ce calcul dans le but de réduire l'encombrement. *

• détermination du diamètre du collecteur de sortie du surchauffeur.

de la même manière que précédemment

$$S = \frac{D_m \cdot v_s}{V} = \frac{10^4 \cdot 0,1872}{50 \cdot 3600} = 0,010 \cdot 10^6 \text{ mm}^2$$

d'où la section totale de la conduite

$$S = 0,010 \cdot 10^6 \text{ mm}^2$$

or $d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$

alors $d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,010 \cdot 10^6}{\pi}} = 113 \text{ mm}$

$$d = 113 \text{ mm.}$$

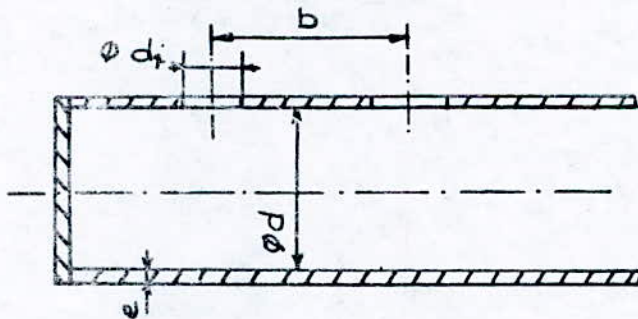
. détermination de l'épaisseur du collecteur .

l'après J. Ricard.[2]page 254

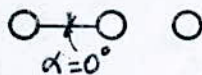
$$e = \frac{1}{2} \frac{d \cdot p}{\frac{\alpha(b-d)R}{d, (1 - \frac{\sin^2 \alpha}{2})} - 0,6 \cdot p} + c$$

avec $b = 1,7 \cdot d$; $\alpha = 0^\circ$; $d_i = 42 \text{ mm}$; $\alpha = 0,9$ pour tube avec soudure

Schema du collecteur.



disposition des tubes



d'où $e = \frac{1}{2} \cdot \frac{113 \cdot 0,16}{\frac{0,9(1,7 \cdot 113 - 42) \cdot 10,33}{42(1-0)} - 0,6 \cdot 0,16} + 2 = 2,26 \text{ mm}$

pour faciliter d'avantages la soudure des tubes au collecteur et pour plus de securite on adopte $e = 5 \text{ mm}$.

• determination de la longueur du collecteur.

$$L = (n+1) \cdot b$$

n : designe le nombre de tube du surchauffeur

$$L = 2881,5 \text{ mm.}$$

pour des raisons d'encombrements on reduit cette longueur a'

$$L = 2000 \text{ mm.}$$

donc en resumé Les deux collecteurs d'entrée et de sortie ont les parametres :

$$d = 113 \text{ mm} ; e = 5 \text{ mm} ; L = 2000 \text{ mm}$$

• calcul du faisceau tubulaire

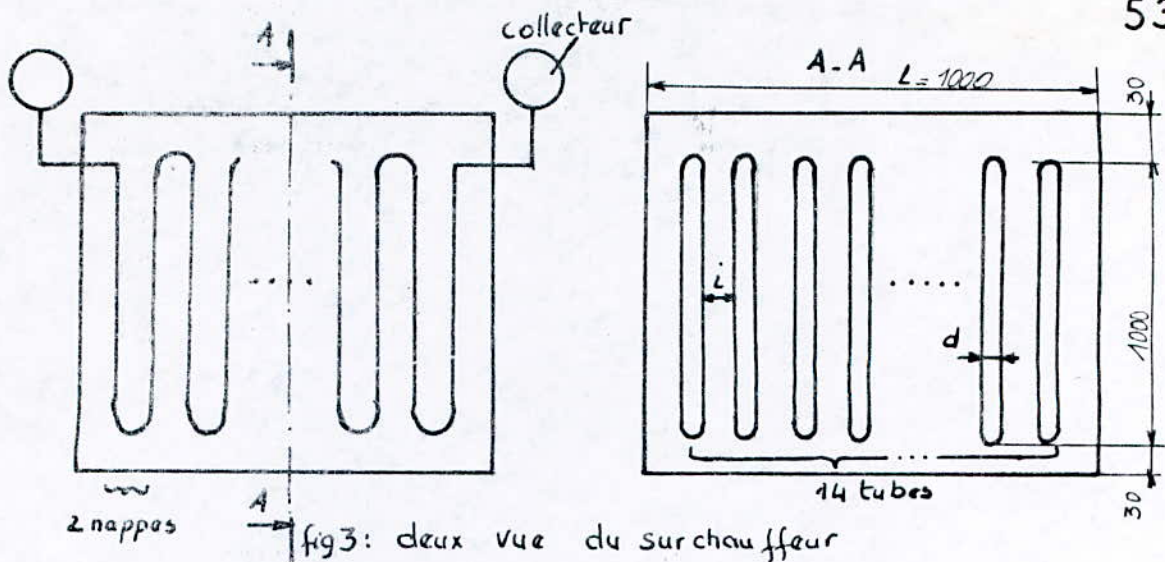
Pour cela, il faut faire le calcul thermodynamique pour déterminer la surface d'échange. On suppose une géométrie du surchauffeur voir fig 3. Ce dernier est constitué de plusieurs nappes en nombre de 14 tubes logés dans un parallelepède de dimensions données par la figure 3.

$$Q_{\text{sur}} = K \cdot S \cdot \Delta t_m \cdot F$$

Q_{sur} : chaleur échange dans le surchauffeur.

K : coefficient global de transmission de chaleur

F : facteur de correction tenant compte que l'écoulement est à courants croisés



de la relation précédente on tire :

$$S = \frac{Q_{sur}}{\kappa \cdot \Delta t_m \cdot F}$$

∴ détermination de la moyenne logarithmique Δt_m .

$$\Delta t_m = \frac{\Delta_0 - \Delta_1}{\ln \frac{\Delta_0}{\Delta_1}}$$

avec $\Delta_0 = T_0 - t_0 = 803,57 - 200 = 603,57^\circ\text{C}$

$\Delta_1 = T_1 - t_1 = 574,1 - 360 = 214,1^\circ\text{C}$

d'où $\Delta t_m = \frac{603,57 - 214,1}{\ln \frac{603,57}{214,1}} = 375,54^\circ\text{C}$

$$\Delta t_m = 375,54^\circ\text{C}$$

∴ détermination du coefficient de correction.

Comme on l'a dit auparavant ce facteur tenant compte que l'écoulement est croisé, ce coefficient dépend essentiellement des températures des deux fluides (fumées, vapeur) ; cela d'après des abaques données par : J. Ricard [2] page 160 pour le cas où les deux fluides ne se mélangent pas.

$$P = \frac{T_0 - t_1}{t_1 - t_0} = \frac{803,57 - 574,1}{360 - 200} = 1,437$$

$$P = \frac{t_1 - t_0}{T_0 - t_0} = \frac{360 - 200}{803,57 - 200} = 0,264$$

d'où $F = 0,96$

. détermination du coefficient global de transmission de la chaleur K .

ce coefficient est donné par :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b + \alpha_r} + \frac{1}{\alpha_i} + \frac{e}{\lambda}}$$

avec α_i : coefficient de convection de la vapeur.

En négligeant la conductibilité de l'acier $\frac{e}{\lambda}$, l'échange se faisant en écoulement croisé, perpendiculaire, d'après J. Ricard [2] page 124, le coefficient de conductibilité des fumées est donné par la formule de Grömisson :

$$\alpha_b = 0,284 \cdot C \cdot f_A \cdot f_n \cdot \frac{C_{tm}}{d} \cdot Re^{0,64}$$

où f_A : coefficient dépend de l'arrangement des tubes.

f_n : coefficient dépend du nombre de range.

C : coefficient tenant compte de l'écrassement, on adopte $C=0,95$

C_{tm} : conductibilité des gaz à la température moyenne des gaz

Re : nombre de Reynolds.

On a vu que dans le tube foyer la différence de température entre

la paroi intérieure et l'eau est de 15 à 20°C ; par contre dans le surchauffeur cette différence varie entre 50 et 100°C en se basant sur Lamasson [5] page 87 on adoptera $\Delta t = 70^\circ\text{C}$.

alors la température moyenne.

$$t_m = \frac{803,57 + 574,1 + (200 + 70) + (360 + 70)}{4} = 519,4^\circ\text{C}$$

$$t_m = 519,4^\circ\text{C}$$

déterminons à présent le nombre de Reynolds Re .

$$Re = \frac{d_h \cdot W \cdot \rho_m}{\mu_m}$$

où : d_h : diamètre hydraulique

μ_m : viscosité dynamique des gaz à t_m .

W : vitesse des fumées

ρ_m : masse volumique des fumées.

Le diamètre hydraulique est donné par :

$$d_h = \frac{4 \cdot S_p}{P}$$

avec S_p : section du passage des gaz.

P : périmètre mouillé.

d'après la géométrie donnée précédemment au surchauffeur

$$S_p = [(1 - 14 \cdot 0,042) \cdot 1 + 2 \cdot 0,03 \cdot 1] = 0,472 \text{ m}^2$$

$$P = 2 [(1,106) + 14(1 + 0,042)] = 33,296 \text{ m}$$

$$\text{d'où } d = \frac{4 \cdot 0,472}{33,296} = 0,056 \text{ m}$$

$$d = 56 \text{ mm}$$

quant à la vitesse des fumées, elle est donnée par:

$$W = \frac{B \cdot V_g \cdot T_{mg}}{3600 \cdot 273 \cdot S_p}$$

où : T_{mg} : température moyenne des gaz

$$T_{mg} = \frac{803,57 + 574,1}{2} + 273 = 961,83 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\text{alors } W = \frac{864,62 \cdot 12,384 \cdot 961,83}{3600 \cdot 273 \cdot 0,472} = 22,2 \text{ m/s}$$

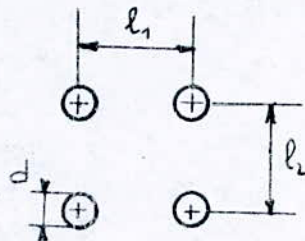
$$W = 22,2 \text{ m/s}$$

La masse volumique des gaz à la température T_{mg} est $\rho_m = 0,35 \text{ kg/m}^3$ et la viscosité dynamique est $\mu_m = 4,22 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ d'après les données statistiques relevées sur Technique de L'Ingénieur [4]

$$Re = \frac{0,056 \cdot 22,2 \cdot 0,35}{4,22 \cdot 10^{-5}} = 10311,53$$

$$Re = 10311,53$$

L'arrangement des tubes choisi (tubes en files) est représenté ci dessous. On a fait ce choix du ces avantages de point de vue encrassement est moins rapide et perte de charge réduites.



$$\left. \begin{array}{l} l_1 = 2,15d \\ l_2 = 2,5d \end{array} \right\} \text{ disposition souvent utilisée}$$

Pour cet arrangement et un nombre de Reynolds 10311,53 f_A prend la valeur $f_A = 1$.

pour le nombre de rangées $n=14$ rangées (tubes). f_n prend la valeur $f_n=1$ cela d'après J. Ricard [2] page 125

Pour la température T_{m_g} , le coefficient de conductibilité des gaz (tenant compte de la conduction dans les gaz)

$$C_{t_m} = 0,054 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } \alpha_b = 0,284 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,054}{0,056} (10311,53)^{0,61} = 76,85 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_b = 76,85 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

Pour le calcul du coefficient de transmission par rayonnement on nous adopterons le même principe de calcul.

Pour cela il faut d'abord avoir les températures moyennes des parois et des gaz, sans oublier les paramètres Pe_L et Pc_L (produit de la pression partielle du gaz par l'épaisseur fictive).

$$T_{m_g} = 961,83^\circ\text{C}$$

$$T_{mp} = \frac{(200+70) + (360+70)}{2} + 273 = 623^\circ\text{C}$$

$$Pe = 0,08827 \text{ atm} \quad ; \quad Pc = 0,1781 \text{ atm}$$

d'après Mc ADAMS [1] page 95 pour un parallélépipède l'épaisseur fictive L est le côté le plus petit de ce parallélépipède tout en multipliant par 0,93 pour Pe_L et 0,85 pour Pc_L d'après la géométrie du surchauffeur $L=1\text{m}$.

$$\text{d'où } Pe_L = 0,1781 \cdot 1 \cdot 0,93 = 0,1656 \text{ atm.m} ; Pc_L = 0,08827 \cdot 0,85 = 0,0750 \text{ atm.m}$$

d'après ces données on a : pour le gaz

$$\epsilon_e = 0,17 \quad ; \quad \epsilon_c = 0,082 \quad ; \quad \Delta\epsilon = 0,025$$

$$\text{d'où} \quad \epsilon_g = \epsilon_e + \epsilon_c - \Delta\epsilon = 0,17 + 0,082 - 0,025 = 0,227$$

$$\epsilon_g = 0,227$$

pour la paroi

$$(P_{eL})' = 0,1656 \left(\frac{623}{961,83} \right) = 0,108 \quad \epsilon_e' = 0,17$$

$$(P_{cL})' = 0,07056 \left(\frac{623}{961,83} \right) = 0,0462 \quad \text{d'où} \quad \epsilon_c' = 0,079$$

$$\text{d'où} \quad \epsilon_{ep} = 0,17 \left(\frac{961,83}{623} \right)^{0,45} = 0,2055$$

$$\epsilon_{cp} = 0,079 \left(\frac{961,83}{623} \right)^{0,65} = 0,1039$$

$$\text{et } \Delta\epsilon_p = 0,0116 \quad \text{d'après } (P_{eL})'(P_{cL})' = 0,754$$

$$\text{alors} \quad \epsilon_p = \epsilon_{ep} + \epsilon_{cp} - \Delta\epsilon_p = 0,2055 + 0,1039 - 0,0116 = 0,2978$$

$$\epsilon_p = 0,2978$$

$$\text{or} \quad \alpha_r = \frac{\sigma_0 [\epsilon_g T_{m_g}^4 - \epsilon_p T_{m_p}^4]}{T_{m_g} - T_{m_p}}$$

on aura

$$\alpha_r = \frac{4,88 \cdot 10^{-8} [0,227 \cdot (961,83)^4 - 0,2978 \cdot (623)^4]}{961,83 - 623} = 20,94 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_r = 20,94 \text{ Kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

reste maintenant à déterminer le coefficient de conductibilité de la vapeur d'eau α_i , d'après J. Ricard [2] pour des surchauffeurs ce coefficient est donné par :

$$Nu = 0,039 \cdot Pe^{0,75}$$

$$\text{ou} \quad \alpha_i = 21,5 \cdot c_t^{0,25} \cdot c_p^{0,75} \cdot \frac{q}{d^{1,75}} = i \frac{q^{0,75}}{d^{1,75}}$$

q : débit massique, dans un tube, de vapeur

avec i : paramètre spécifique donné par abaque sur ouvrage de J. Ricard [2] page 123.

Ce coefficient i dépend de la pression et la température moyenne de la vapeur.

$$\text{pour } P = 16 \text{ bars} = 16 \text{ kg/cm}^2 \text{ et } \bar{T}_{mv} = \frac{360 + 200}{2} = 280^\circ\text{C}$$

$$i \approx 6,4.$$

$$\text{quant au } q = \frac{D_m}{\eta} = \frac{10^4}{3600 \cdot 14} = 0,1984 \text{ kg/s}$$

$$q = 0,1984 \text{ kg/s}$$

$$\text{d'où } \alpha_i = 6,4 \frac{(0,1984)^{0,75}}{(0,034)^{1,75}} = 706,75 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_i = 706,75 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

$$\text{alors } K = \frac{1}{\frac{1}{76,85 + 20,94} + \frac{1}{706,75}} = 85,90 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

$$K = 85,90 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

Donc la surface d'échange de chaleur totale dans le surchauffeur est,

$$S = \frac{89,1 \cdot 10^4}{85,9 \cdot 375,54 \cdot 0,96} = 28,77 \text{ m}^2$$

$$S = 28,77 \text{ m}^2$$

. détermination du nombre de nappes.

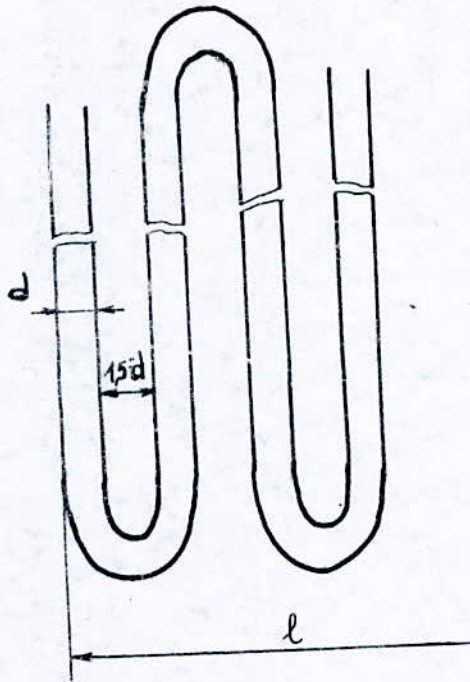
$$\text{la surface d'échange d'un tube : } A_i = \pi d \cdot L = \pi \cdot 0,042 \cdot 1 = 0,1319 \text{ m}^2$$

surface d'une nappe $A = 14 \cdot A_i = 14 \cdot 0,1319 = 1,847 \text{ m}^2$
alors le nombre de nappes est:

$$n = \frac{S}{A} = \frac{28,77}{1,847} = 15,57$$

on fixe $n = 16$ nappes avec la première et la dernière
nappe de longueur $0,5 \text{ m}$.

Longueur occupée par les 16 nappes.
d'après l'arrangement des tubes, en file.



$$l = 16 \cdot d + 15 \cdot 1,5 \cdot d = (16 + 15 \cdot 1,5) \cdot d = 38,5 \cdot 0,042 = 1,61 \text{ m}$$

$$l = 1,61 \text{ m}$$

III.3.4 Economiseur

À la sortie des surchauffeurs, la température des gaz reste toujours élevée au moins supérieure à la température de saturation de 50°C . Les économiseurs sont chargés de récupérer une quantité appréciable de la chaleur afin de réduire la perte calorifique. L'économiseur a perdu sa fonction lorsqu'on a employé le cycle à soutirage mais il a repris sa fonction pour des pressions élevées. Il porte l'eau quelque fois à la température de saturation et parfois il vaporise jusqu'à 20% de cette eau.

Les premiers économiseurs furent construits par Green sous forme de faisceaux de tuyaux verticaux en fonte, dont les surfaces extérieures ont été nettoyées d'une manière continue par un système mécanique mais ils étaient très encombrants.

Actuellement les économiseurs sont construits par des tubes en fonte à ailettes afin d'augmenter le diamètre hydraulique mais leur inconvénient est l'encrassement et les pertes de charges élevées.

Dans l'économiseur la règle générale est que l'eau circule de bas en haut et les gaz du haut en bas.

Notre économiseur est en fonte à tubes ailettes composé par deux collecteurs et un faisceau tubulaire.

_ Calcul

• données

eau : entrée $t_0 = 30^\circ\text{C}$; $P = 16 \text{ bars}$; $H_e = 30,024 \text{ kcal/kg}$

sortie $t_1 = 160^\circ\text{C}$; $P = 16 \text{ bars}$; $H_s = 161,34 \text{ kcal/kg}$

fumées : $T_0 = 574,1^\circ\text{C}$

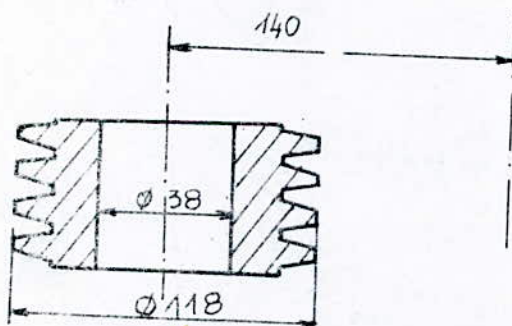
La chaleur reçue par l'eau est celle donnée par les fumées, de la même façon que pour le surchauffeur.

$$T_1 = T_0 - \frac{D^v \cdot \Delta H^v}{B \cdot V_g \cdot c_p} = 574,1 - \frac{10^4 (161,34 - 30,024)}{864,62 \cdot 12,384 \cdot 0,363} = 236,26^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 236,26^\circ\text{C}$$

• calcul du nombre de tubes

On adopte des tubes d'acier frottés par des pièces en fonte munie d'ailettes rondes. Ces tubes à ailettes offrent une surface d'échange latérale égale à $0,9 \text{ m}^2/\text{m}$ de longueur et une section de passage des fumées entre deux tubes de 1 m de longueur égale à $0,0615 \text{ m}^2/\text{m}$



Le nombre de tube est donné par :

$$n = \frac{S_p}{A}$$

avec: S_p : section du passage de l'eau

Δ : section d'un tube

Le diamètre des tubes étant $d_i = 0,038$ m

$$\text{d'où } \Delta = \frac{\pi \cdot (0,038)^2}{4} = 1,135 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

pour la section de passage S_p :

$$S_p = \frac{D_v}{v}$$

La vitesse de l'eau dans le tube est donnée dans l'intervalle

$v \in [0,25 ; 0,75]$; on adopte $v = 0,7$ m/s d'après I. CHVETÉ [3]

page 271. Le débit volumique de l'eau après dilatation volumique est:

$$D_v = \frac{1,02 \cdot D}{\rho_{eau} \cdot 3600}$$

D : débit massique

ρ_{eau} : masse volumique de l'eau à 0°C

$$D_v = \frac{1,02 \cdot 10^4}{1000 \cdot 3600} = 2,833 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{d'où } S_p = \frac{D_v}{v} = \frac{2,833 \cdot 10^{-3}}{0,7} = 4,04 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_p = 4,04 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

alors le nombre de tubes nécessaires est:

$$n = \frac{S_p}{\Delta} = \frac{4,04 \cdot 10^{-3}}{1,135 \cdot 10^{-3}} = 4 \text{ tubes}$$

$$n = 4 \text{ tubes}$$

• dimensionnement de l'économiseur

Pour cela il faut déterminer la surface d'échange de chaleur de la même façon que dans le surchauffeur.

$$S = \frac{Q}{F \cdot k \cdot \Delta t_m}$$

• Détermination du coefficient de correction F dans l'économiseur l'écoulement est croisé.

$$R = \frac{T_0 - T_1}{t - t_0} = \frac{574,1 - 236,26}{160 - 30} = 2,59$$

$$P = \frac{t - t_0}{T_0 - t_0} = \frac{160 - 30}{574,1 - 30} = 0,239$$

d'où $F = 0,94$

• détermination du coefficient globale k

Ce coefficient est donné par un diagramme en fonction de la vitesse des fumées établi expérimentalement. Voir [2] page 282

La vitesse des fumées est alors:

$$W = \frac{B \cdot V_g \cdot T_{mg}}{3600 \cdot 273 \cdot S_p^g}$$

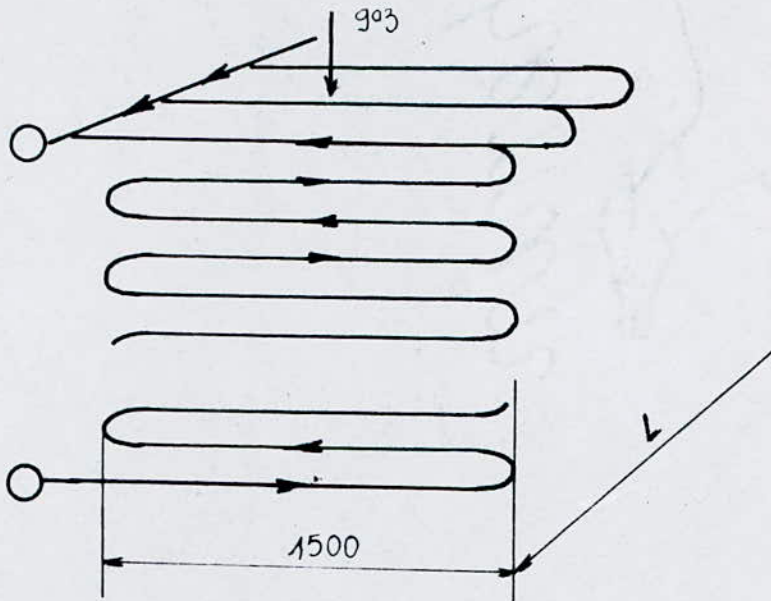
avec T_{mg} : température moyenne des gaz

S_p^g : section du passage des gaz

$$T_{mg} = \frac{574,1 + 236,26}{2} + 273 = 678,18 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{mg} = 678,18 \text{ } ^\circ\text{K}$$

pour la section de passage. on suppose cette disposition.



d'après cette disposition : $S_p = 5 \cdot 1,5 \cdot 0,0615 = 0,4612 \text{ m}^2$

$$\text{d'où } W = \frac{864,62 \cdot 12,384 \cdot 678,18}{3600 \cdot 273 \cdot 0,4612} = 16 \text{ m/s}$$

d'après l'abaque $K = 34 \text{ kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$ [7] page 64

$$\text{d'où } S = \frac{131,31 \cdot 10^4}{0,94 \cdot 34 \cdot 238,08} = 172,57 \text{ m}^2$$

$$\text{avec } \Delta t_m = \frac{\Delta_0 - \Delta_1}{\ln \frac{\Delta_0}{\Delta_1}} = \frac{544,1 - 76,26}{\ln \frac{544,1}{76,26}} = 238,08$$

alors la longueur totale des tubes

$$L = \frac{S}{0,9} = \frac{172,57}{0,9} = 192,74 \text{ m}$$

$$L = 192,74 \text{ m}$$

La longueur unitaire:

notre economiseur contient 4 tubes alors:

$$L_u = \frac{L}{n} = \frac{192,74}{4} = 48,185 \text{ m}$$

$$L_u = 48,185 \text{ m}$$

Le nombre de couche

$$n_c = \frac{L_u}{1,5} = \frac{48,185}{1,5} = 32$$

$$n_c = 32 \text{ couche}$$

alors la hauteur de l'economiseur

$$H = n_c \cdot 0,14 = 32 \cdot 0,14 = 4,49 \text{ m}$$

$$H = 4,49 \text{ m}$$

III. 3.5 Réchauffeur d'air

On construit généralement des réchauffeurs d'air à plaques parallèles entre lesquelles circulent alternativement l'air et les gaz, ou des réchauffeurs à tubes. Les premiers permettent une meilleure utilisation de l'espace (35m^2 de surface d'échange par 1m^3 au lieu de 15m^2 pour le second); mais il est difficile de maintenir une bonne étanchéité des plaques, donc on a tendance à préférer les tubes.

Les réchauffeurs d'air tubulaire sont constitués par des faisceaux de tubes dans deux plaques et dans lesquels passe les gaz, l'air circule autour de ces tubes, la circulation est croisée à chaque moment grâce à des obstacles placés à l'intérieur du réchauffeur.

Dans la construction, il faut prendre une précaution essentielle est d'éviter que les parois soient refroidies en dessous du point de rosée des gaz, cela dans le cas où le combustible contient du soufre, car il y a au cours de la combustion de la formation de l'oxyde de soufre SO_2 et SO_3 qui se transforme en H_2SO_4 au contact de la vapeur d'eau et à des faibles températures, cet acide se condense et attaque le métal en formant de sulfate qui favorise aussi la formation du SO_3 à partir du SO_2 .

Dans notre cas le problème est résolu, car notre combustible n'a aucun pourcentage du soufre d'après les données.

Notre installation possède le réchauffeur d'air tubulaire vu ces avantages.

- Calcul

• données

On procède de la même manière que pour l'économiseur

air : La température d'entrée $t_0 = 30^\circ\text{C}$

La température de sortie $t_1 = 100^\circ\text{C}$

fumées : La température d'entrée $T_0 = 236,26^\circ\text{C}$

La température de sortie $T_1 = 175,31^\circ\text{C}$

• détermination du nombre de tubes

pour cela on doit déterminer d'abord la surface d'échange

$$S = \frac{Q_{\text{air}}}{F \cdot K \cdot \Delta t_m}$$

Les paramètres permettant de déterminer F sont :

$$R = \frac{T_0 - T_1}{t_1 - t_0} = \frac{236 - 175}{100 - 30} = 0,871$$

d'où $F = 0,975$

$$P = \frac{t_1 - t_0}{T_0 - t_0} = \frac{100 - 30}{236 - 30} = 0,339$$

Pour ce réchauffeur d'air on adopte une vitesse des gaz de $V = 6 \text{ m/s}$ vitesse couramment utilisée.

pour ce type de réchauffeur on a un diagramme donnant le coefficient de transmission global en fonction de la vitesse dans Technique de L'ingénieur [4]

$$\text{d'où } K = 14 \text{ Kcal / h.m}^2\text{°C}$$

reste maintenant à déterminer Δt_m .

$$\Delta t_m = \frac{\Delta_0 - \Delta_1}{\ln \frac{\Delta_0}{\Delta_1}} = \frac{(236-30) - (175-100)}{\ln \frac{236-30}{175-100}} = 129,65^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = 129,65^\circ\text{C}$$

$$\text{d'où } S = \frac{247.864,62}{0,975 \cdot 14 \cdot 129,65} = 120,67 \text{ m}^2$$

• nombre de tubes

Il faut d'abord calculer la section du passage des gaz donnée par:

$$S_p^g = \frac{B \cdot V_g \cdot T_{m,g}}{3600 \cdot 273 \cdot W}$$

$$\text{avec } T_{m,g} = \frac{236,26 + 175,1}{2} + 273 = 478,63^\circ\text{K}$$

$$\text{d'où } S_p^g = \frac{864,62 \cdot 12,384 \cdot 478,63}{3600 \cdot 273 \cdot 6} = 0,869 \text{ m}^2$$

on adoptant des tubes de diamètre intérieur $d_i = 50 \text{ mm}$

$$\text{alors } n = \frac{S_p^g}{\frac{\pi d_i^2}{4}} = \frac{4 \cdot 0,869}{\pi (0,05)^2} = 443 \text{ tubes}$$

$$n = 443 \text{ tubes}$$

• la hauteur des tubes

La hauteur est donnée par

$$h = \frac{S}{\pi d_e n} = \frac{120,67}{\pi \cdot 0,054 \cdot 443} = 1,735 \text{ m.}$$

CHAPITRE IV_ ELEMENTS AUXILIAIRES

IV.1 TIRAGE

La circulation des gaz de combustion dans les différents éléments de l'installation est assurée par une pression motrice, cette pression peut être naturelle ou artificielle

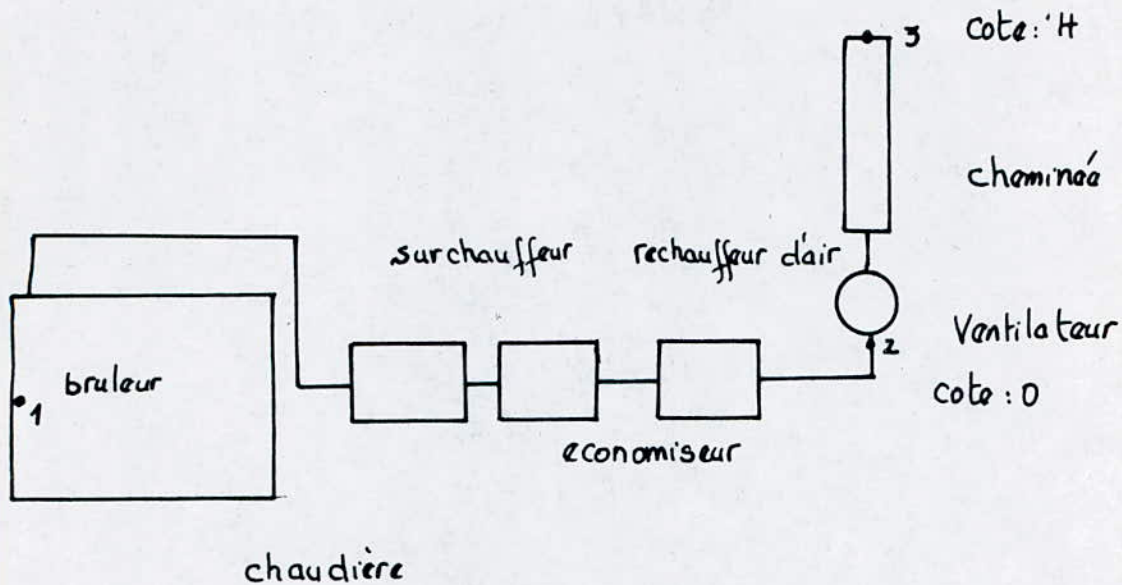
_ tirage naturel : Ce tirage est dû à la différence entre le poids spécifique de la colonne des gaz chaud et de la colonne d'air extérieur de même hauteur. Ce tirage était satisfaisant pour les anciennes installations mais pour les modernes cette dépression n'étant pas suffisante dû aux pertes de charge élevées dans les différents organes.

_ tirage artificiel : Les grands générateurs modernes la perte de charge est 10 fois plus élevée que pour les anciennes, du à la complexité de construction des organes, nous étions amenés à utiliser un moyen de créer cette dépression qui est le ventilateur soufflant.

Ce ventilateur est réglé afin de maintenir la pression dans la chambre de combustion légèrement au dessous de la pression atmosphérique ($5 \text{ mm H}_2\text{O}$ environ) ce qui évite d'une part des rentrées d'air excessives, et d'autre part des refoulements de flamme.

_ Calcul

Pour assurer un écoulement permanent et régulier il faut avoir un ventilateur placé à la sortie du circuit des fumées.



de l'équation générale d'écoulement dans une conduite.

$$\cdot \text{entre } 1-2 \quad g(z_2 - z_1) + \int_1^2 v dp + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + \pi_{1,2} = 0 \dots (1)$$

Cette équation devient si on suppose que $z_2 = z_1$, et $P_1 = P_2$

et $\int_1^2 v dp = v_m (P_2 - P_1)$ avec v_m : volume massique moyen entre 1 et 2

$$\text{d'où on tire} \quad v_m (P_2 - P_2) + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + \pi_{1,2} \quad \text{or } v_m = \frac{1}{\rho_m}$$

$$\text{alors} \quad P_2 - P_2 = \rho_m \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + \rho_m \pi_{1,2} \quad \text{on suppose } W_1 = 0$$

entre 2-3: L'équation d'énergie nous donne.

$$W_u = gH + \frac{P_3 - P_2}{\rho_m} + \frac{W_3^2 - W_2^2}{2} + \pi_{2,3} \dots (2)$$

$$\text{alors} \quad P_2 - P_3 = \rho_m' gH + \rho_m' \frac{W_2^2 - W_3^2}{2} + \rho_m' \pi_{2,3} - \rho_m' W_u \dots (3)$$

on suppose maintenant l'air extérieur entre 2 et 3, nous avons la relation

$$P_a - P_3 = \rho_a \cdot g \cdot H \quad \dots \dots \dots (4)$$

donc si on regroupe l'équation déduite de (1) et l'équation (4) ainsi que (4) nous avons.

$$P_a - P_2 = \rho_m \frac{W_2^2}{2} + \rho_m \pi_{12} \quad \dots \dots \dots (1')$$

$$P_2 - P_3 = \rho'_m g H + \rho'_m \frac{W_3^2 - W_2^2}{2} + \rho'_m \pi_{23} - \rho'_m W_u \quad \dots \dots (2')$$

$$P_a - P_3 = \rho_a g H \quad \dots \dots \dots (3')$$

On combinant ces trois relations nous aurons

$$(1') + (2') = (3')$$

$$\rho_a g H = \rho_m \frac{W_2^2}{2} + \rho_m \pi_{12} + \rho'_m g H + \rho'_m \frac{W_3^2 - W_2^2}{2} + \rho'_m \pi_{23} - \rho'_m W_u$$

$$\text{alors } \rho'_m W_u = \rho_m \frac{W_2^2}{2} + \rho'_m g H - \rho_a g H + \rho'_m \frac{W_3^2 - W_2^2}{2} + \rho_m \pi_{12} + \rho'_m \pi_{23}$$

on suppose dans la cheminée que $W_2 = W_3$ l'équation se simplifier et devient:

$$W_u = \frac{\rho_m}{\rho'_m} \cdot \frac{W_2^2}{2} + \frac{\rho'_m - \rho_a}{\rho'_m} g H + \rho_m \pi_{12} + \rho'_m \pi_{23} \quad \dots \dots (5)$$

ρ'_m : masse volumique dans le circuit 2-3

ρ_m : masse volumique dans le circuit 1-2

$\pi_{12}; \pi_{23}$: pertes de charge entre 1-2 et 2-3

Donc pour pouvoir déterminer W_u il faut avoir les pertes de charges dans tout le circuit des fumées du brûler jusqu'à la cheminée.

a) pertes dans le circuit 1.2

- pertes dans le tube foyer:

Ces pertes sont dues aux frottements engendrés au passage des gaz à l'intérieur du tube. En appliquant la formule établie par M. FRITZCHE [2] page 396

$$\Pi_1 = 0,00094 \cdot \bar{w}^{0,852} \cdot d^{-1,269} \cdot W^{1,852} \cdot H \cdot n \dots (6)$$

avec:

\bar{w} : poids spécifique (kgp/m^3)

d : diamètre intérieur (m)

W : vitesse du fluide (m/s)

H : Longueur du tube (m)

n : nombre de tube.

dans notre cas $H=6\text{m}$; $d=0,9\text{m}$; $n=1$; $T_{mG}=2122,9^\circ\text{K} \Rightarrow W=0,1589 \text{ kgp/m}^3$

$$\text{et } W = \frac{864,62 \cdot 12,384 \cdot 2122,9}{3600 \cdot 273 \cdot \frac{\pi}{4} (0,9)^2} = 36,34 \text{ m/s}$$

$$\text{d'où } \Pi_1 = 0,00094 \cdot (0,1589)^{0,852} \cdot (0,9)^{-1,269} \cdot (36,34)^{1,852} \cdot 6 \cdot 1 = 1,025 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Pi_1 = 1,025 \text{ mm H}_2\text{O}$$

- pertes dans le faisceau tubulaire.

On applique la même formule que pour le tube foyer ; formule (6)

dans ce cas $n=126$; $H=6\text{m}$; $d=0,05$; $W=10\text{m/s}$

et $T_{mG}=1474,28^\circ\text{K} \Rightarrow \bar{w}=0,228 \text{ kgp/m}^3$

$$\text{d'où } \Pi_2 = 0,00094 \cdot (0,228)^{0,852} \cdot (0,05)^{-1,269} \cdot (10)^{1,852} \cdot 6 \cdot 126 = 642,12 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\Pi_2 = 642,12 \text{ mm H}_2\text{O}$$

- pertes dans le surchauffeur

La formule qui donne les pertes dans le surchauffeur est celle établie par ~~M.E.D~~ Grimonson [2] page 396

$$\pi_3 = 0,204 \cdot f_B \cdot f_n \cdot n \cdot W^2 \cdot \bar{w}$$

f_n, f_B : coefficient dépendant du Re et la géométrie de l'arrangement des tubes par des abaques.

W et w : à déterminer à partir de t_d .

$$t_d = t_{mp} + 0,9 \cdot \Delta t_m$$

$$t_d = 630,5 + 0,9 \cdot 375,54 = 968,48^\circ \Rightarrow \bar{w} = 0,2718 \text{ kg/m}^3$$

$$W = \frac{864,62 \cdot 12,384 \cdot 968,48}{3600 \cdot 273 \cdot 0,472} = 28,6 \text{ m/s}$$

reste à déterminer à présent Re pour f_n, f_B .

$$Re = \frac{d \cdot W \cdot \bar{w}}{\mu}$$

dans ce cas $\mu = 5 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ (à la température t_d des gaz).

$$\text{alors } Re = \frac{0,056 \cdot 28,6 \cdot 0,2718}{5 \cdot 10^{-5}} = 8706,29$$

alors d'après l'arrangement donné précédemment et avec

$$Re = 8706,29 \Rightarrow f_n = 1 ; f_B = 0,065$$

$$\text{d'où } \pi_3 = 0,204 \cdot 0,065 \cdot 1 \cdot 14 \cdot (28,6)^2 \cdot 0,2718 = 41,27 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\pi_3 = 41,27 \text{ mm H}_2\text{O}$$

- pertes dans l'économiseur

M. LOSCHGE [2]. page 396 a établi la formule suivante valable pour des économiseurs à ailettes courtes transversales, les tubes

étant en files

$$\pi_4 = 0,0165 \cdot \bar{w} \cdot W^2 \cdot H$$

d'après les valeurs données par l'étude de L'économiseur
 $W = 16 \text{ m/s}$; $H = 4,49 \text{ m}$; $T_{m4} = 678,18^\circ\text{K} \Rightarrow \bar{w} = 0,497 \text{ kg/m}^3$

$$\text{alors } \pi_4 = 0,0165 \cdot (0,497) \cdot (16)^2 \cdot 4,49 = 9,44 \text{ mm H}_2\text{O}.$$

$$\pi_4 = 9,44 \text{ mm H}_2\text{O}$$

• pertes dans le réchauffeur d'air

Ces pertes sont données par la formule de M. FRITZSCHE (6)
 dans ce cas:

$$W = 6 \text{ m/s} ; n = 443 ; H = 1,735 \text{ m} ; d = 0,05 \text{ m} ; T_{m4} = 478,63^\circ\text{K} \Rightarrow \bar{w} = 0,705 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{alors } \pi_5 = 0,00094 \cdot (0,705)^{0,802} \cdot (0,05)^{-1,269} \cdot (6)^{1,852} \cdot 1,735 \cdot 443 = 663,18 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\pi_5 = 663,18 \text{ mm H}_2\text{O}$$

• pertes dans le circuit 2-3

ces pertes sont dues aux frottements engendrés au passage
 dans la cheminée.

Ces pertes sont données par la formule (6).

nous fixons $H = 2,5 \text{ m}$ et $W = 7 \text{ m/s}$ pour éviter le refoulement
 des fumées dans la cheminée en cas de vent plongeant [5] page 111
 nous avons la température à l'entrée de la cheminée $t_e = 175^\circ\text{C}$
 nous supposons un refroidissement dans la cheminée de 2°C/m ,
 d'où la valeur de la température à la sortie de la cheminée.

$$t_s = t_a - 2H = 175 - 2 \cdot 45 = 170^\circ\text{C}$$

$$\text{alors } T_{mG} = \frac{t_a + t_s}{2} + 273 = \frac{175 + 170}{2} + 273 = 445,5 \text{ K}$$

$$\text{alors } \bar{w} = 0,757 \text{ Kgp/m}^3$$

reste maintenant à déterminer le diamètre de la cheminée.

$$S_p^g = \frac{B \cdot V_g \cdot T_{mG}}{3600 \cdot 273 \cdot W} = \frac{864,62 \cdot 12384 \cdot 445,5}{3600 \cdot 273 \cdot 7} = 0,693 \text{ m}^2$$

$$S_p^g = 0,693 \text{ m}^2$$

$$\text{or } d = \sqrt{\frac{4 \cdot S_p^g}{\pi}} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,693}{\pi}} = 0,94 \text{ m}$$

$$d = 0,94 \text{ m}$$

$$\text{d'où } \pi_6 = 0,00094 \cdot (0,757)^{0,862} \cdot (0,94)^{-1,269} \cdot (7)^{1,852} \cdot 25 \cdot 1 = 0,073 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\pi_{2,3} = \pi_6 = 0,073 \text{ mm H}_2\text{O}$$

donc les pertes dans le circuit 1-2 : $\pi_{1,2} = \pi_1 + \pi_2 + \pi_3 + \pi_4 + \pi_5$

reste le calcul des pertes de charges des coudes et le changement de section, d'après Lemasson [5] page 109 ; ces pertes sont négligeables devant les pertes dans les conduites. pour un coude brusque les pertes sont évaluées entre 0,5 et 1 mm H₂O, quant au changement de section de 0,04 à 0,5 mm H₂O, dans ce projet nous majorons ces pertes par 15 mm H₂O.

$$\text{alors } \pi_{1,2} = 1,025 + 642,12 + 41,27 + 9,44 + 663,18 + 15 = 1670 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\pi_{1,2} = 1670 \text{ mm H}_2\text{O}$$

$$\text{ou encore } \pi_{1,2} = 16,36 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$$

pour pouvoir déterminer le travail utile pour évacuer 1kg de fumées il faut déterminer ρ_m et ρ'_m .

• circuit 1-2 $T_{m1} = \frac{2104,8 + 175}{2} + 273 = 1412,9^\circ\text{K} \Rightarrow \rho_m = 0,2389 \text{ kg/m}^3$

• circuit 2-3 $T_{m2} = \frac{175 + 170}{2} + 273 = 445,5^\circ\text{K} \Rightarrow \rho'_m = 0,757 \text{ kg/m}^3$

on a $W_2 = W_3$; $\rho_a = 1,22 \text{ kg/m}^3$ pour 15°C .

alors $W_u = \frac{0,2389}{0,757} \cdot \frac{(7)^2}{2} + \frac{(0,757 - 1,22)}{0,757} \cdot 9,8 \cdot 45 + 0,2389 \cdot 16,366 \cdot 10^3 + 0,757 \cdot 0,073$

$$W_u = 3902,63 \text{ J/kg}$$

or la puissance est donnée par : $P_u = W_u \cdot q_m$

avec $q_m = D$: débit massique de fumées

$$q_m = q_v \cdot \rho'_m = \frac{864,62 \cdot 12,384 \cdot 448}{3600 \cdot 273} \cdot 0,757 = 3,694 \text{ kg/s}$$

d'où $P_u = 3902,63 \cdot 3,694 = 14419,57 \text{ W}$

$$P_u = 14,42 \text{ kW}$$

si nous admettons un rendement effectif, η_{eff} du ventilateur égal à 0,75

on aura alors $P_{\text{eff}} = 19,22 \text{ kW}$

$$P_{\text{eff}} = 19,22 \text{ kW}$$

IV.2 REGULATION

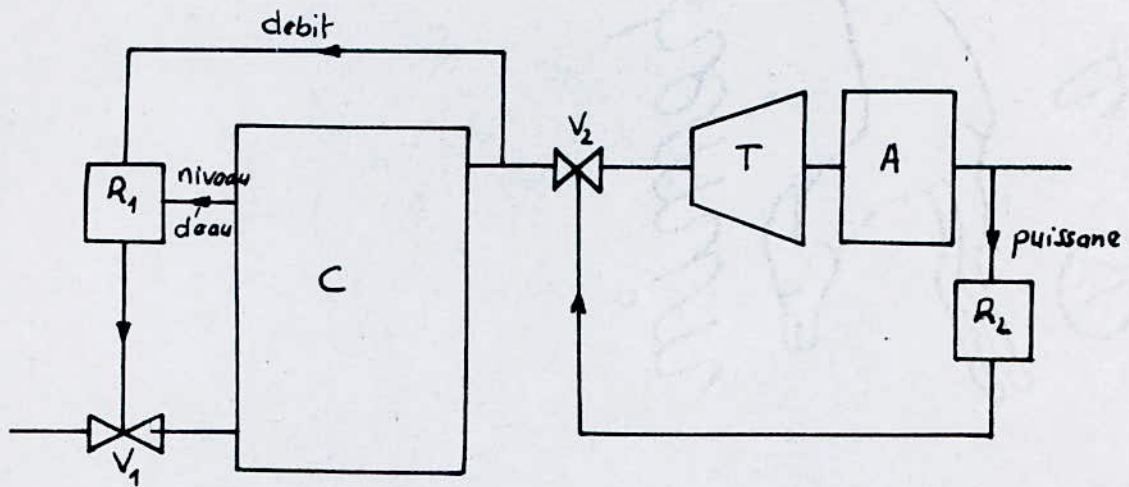
Le fonctionnement d'une chaudière fait intervenir un certain nombre de facteurs qui caractérisent son état à un instant donné ces facteurs sont :

- Le débit
- La pression
- La température
- Le niveau d'eau dans la chaudière.

La variation de ces paramètres cause des problèmes tel que l'usure au niveau de la turbine, d'où la nécessité de les maintenir constants durant le fonctionnement.

Ces facteurs qui agissent directement sur ces paramètres doivent être maintenus constants.

- Le débit d'air par lequel on maintient un rapport air combustible convenable.
- Le débit d'eau d'alimentation pour maintenir le niveau d'eau constant, afin de s'assurer que le tube foyer soit constamment recouvert du liquide ainsi que le faisceau tubulaire.



Schema du principe de regulation

R_1, R_2 : regulateurs .

C : chaudière

T : Turbine

A : Alternateur

V_1, V_2 : Vannes

V. DISCUSSION

Le choix d'une chaudière à tube de fumée est dû au faible débit que nous voulons, pour un débit aussi faible cela ne nécessite pas une construction de maçonnerie comme dans le cas d'une chaudière à tube d'eau.

Plusieurs choses ont été supposées dans ce projet, pour l'économiseur qui n'élève la température qu'à 40° de moins que celle de saturation, et cela d'après la firme soviétique de construction des économiseurs, qui représente un pt optimum, ce qui concerne l'encombrement de la chaudière ainsi que les pertes de charges dans l'économiseur et une construction assez coûteuse de ce dernier.

De plus l'introduction d'un réchauffeur d'air dans l'installation réside à l'amélioration de la combustion, une température plus élevée, et une diminution du pourcentage des imbrûlés.

Quant à la chambre qui relie le tube foyer et le faisceau tubulaire est à surpression, cela est dû à l'obstacle qui représente un point d'arrêt, qui ne cause aucun danger pour le retour de la flamme car la dépression à la sortie du faisceau est assurée par le ventilateur, ainsi la continuité d'écoulement du gaz assurée par le brûler.

CONCLUSION

Ce projet a été consacré dans toute ces parties à la détermination et dimensionnement d'une chaudière à vapeur, ce calcul se base sur la pratique et les données statistiques d'utilisation, ce qu'on peut dire que ce calcul n'est destiné à donner des valeurs exactes mais qui se rapproche de la réalité, cela réside dans la détermination des coefficients et constantes données par des abaques pour des cas bien spécifiques. Et pour pouvoir déterminer bien ces caractéristiques il faut effectuer des essais dans le laboratoire pour le même cas réel.

Enfin je peux conclure, d'après ce modeste projet qu'aucune théorie n'est capable de mener une étude exacte d'une chaudière sans avoir recours à l'expérience

ANNEXE

- 1 abaque donnant le coefficient k_0

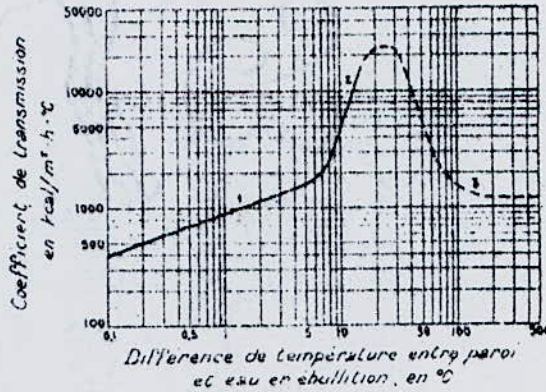
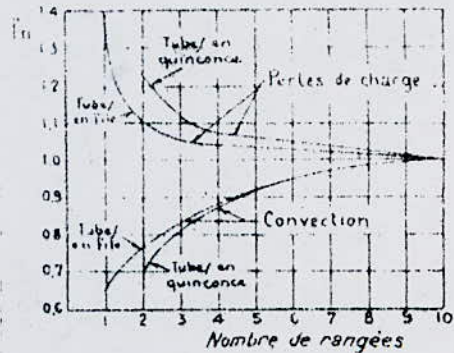
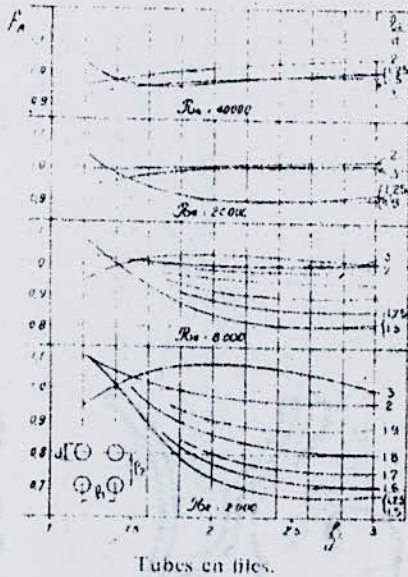


FIG. II-10. — Coefficient de transmission entre paroi et eau en ébullition, pour de l'eau en repos.

- 2 abaques donnant les coefficients f_a, f_n



Tubes en files.

- 3 abaque donnant F : coefficient de correction

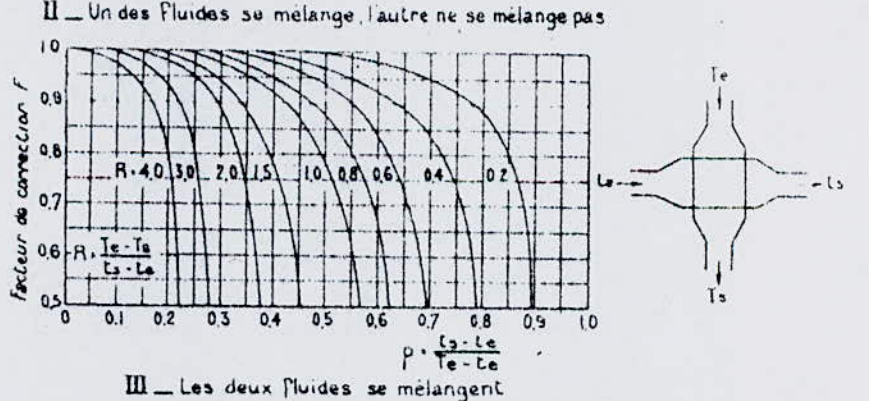
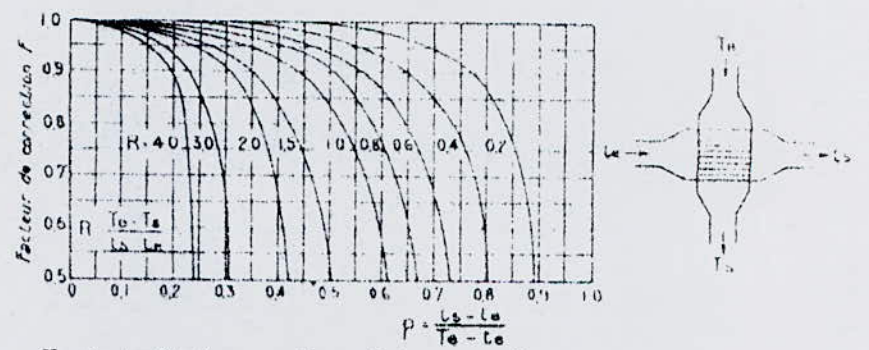
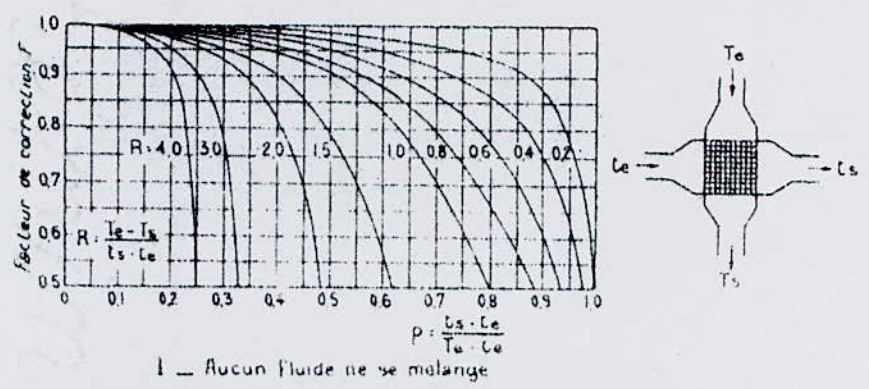


FIG. II-26. — Échangeurs de chaleur à circulation croisée

- 4 abaque donnant α_i de la formule de α_i .

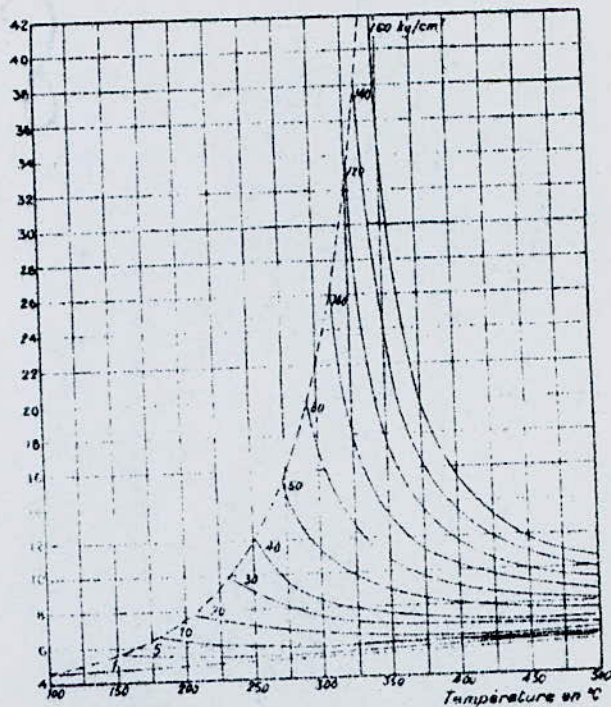


FIG. II-6. - Valeur du coefficient α_i entrant dans la formule (II-6-8) concernant la vapeur d'eau.

- 5 abaque donnant K pour l'économiseur

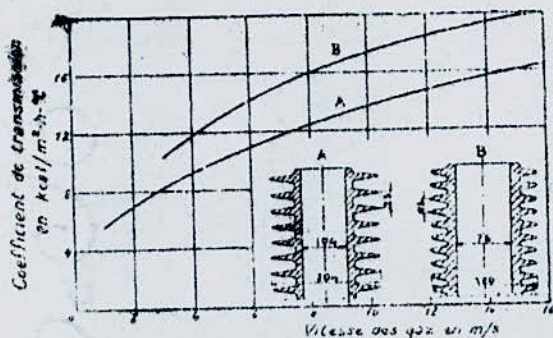


FIG. IV-45. - Coefficient de transmission d'un économiseur rapporté à la surface extérieure des ailettes (cotes en mm).

6 abaque donnant les coefficients d'émission des gaz
 et coefficient de correction

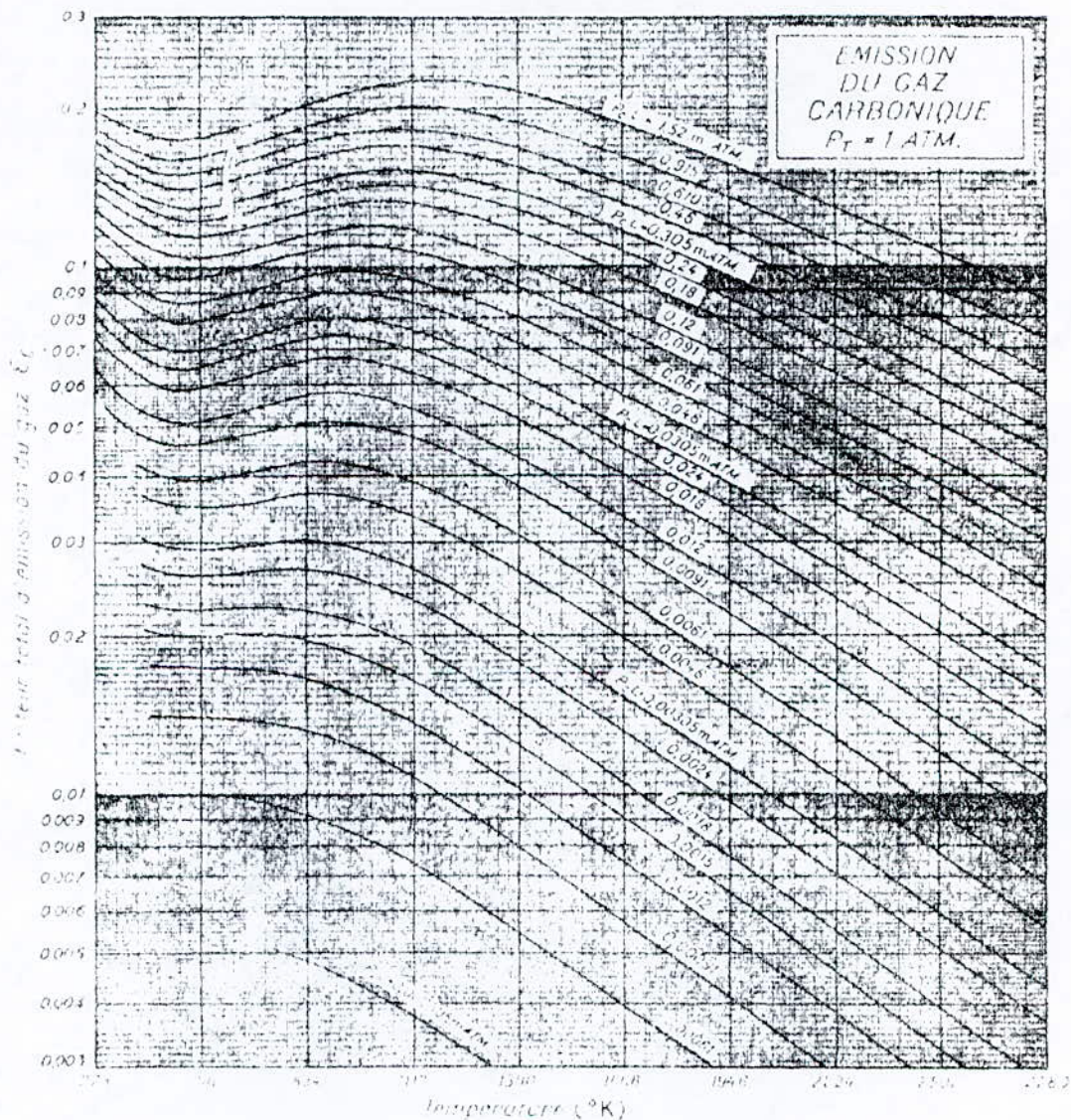
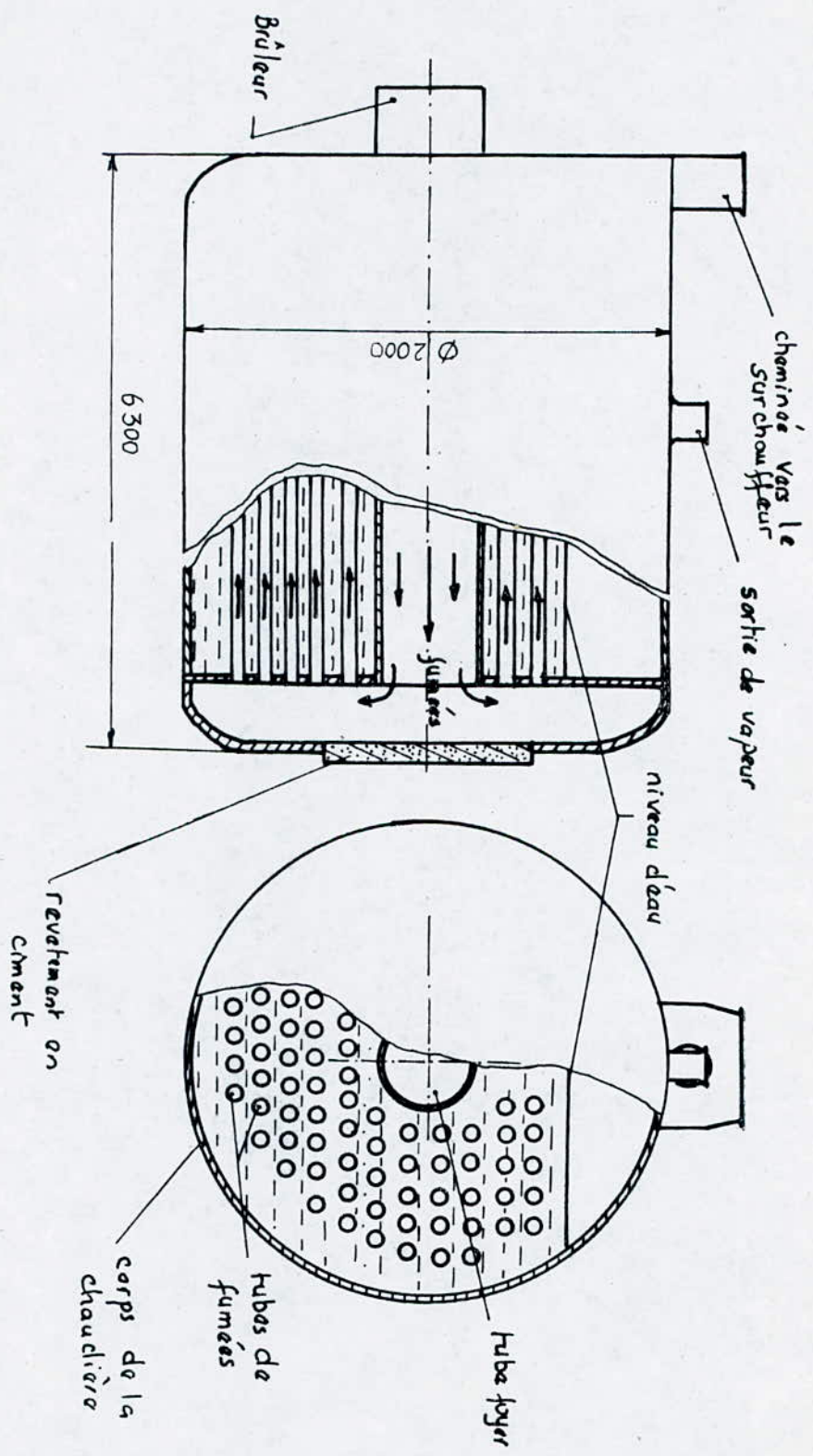


Fig. 110. Coefficient total d'émission du gaz carbonique

- 7 Schéma de notre installation.



BIBLIOGRAPHIE

- 1 Mc Adams . W. H. Transmission de la chaleur
Dunod Paris 1964
- 2 Ricard . J Equipement thermique des usines
génératrices d'énergie électrique
- 3 CHVETZ . I Thermique générale Editions mir
Moscou 1969
- 4 Montail Techniques de L'Ingenieur Meconique et
chaleur t1
- 5 Lemasson . G Element de construction à l'usage de
L'Ingenieur t IX Dunod Paris 1966
- 6 Nubar . K Calcul thermique des chaudières .
Dunod Paris 1972
- 7 Bouketaya . M Générateur de Vapeur 100t/h
projet de fin d'études ENP 1969
- 8 G. MATTON Documents

