

UNIVERSITE D'ALGER

4/76

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie Mécanique

Projet de Fin d'Etudes

2ea

ECONOMIE SUR LES ACIERS REFRACTAIRES
UTILISES POUR LES CONDUITES D'AMENEE
DE VAPEUR DANS LES CENTRALES THERMIQUES

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
— المكتبة —
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

Proposé par

G. D'ALBON Professeur Dr.-Ing

Dirigé par

Y. BOUSSARD Ing. Assistant

Etudié par

A. BOUHDJAR

M. BOULGAMH

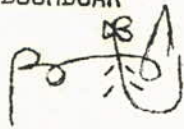
Juin 1976

A la mémoire de SAMIA - ma petite soeur - décédée très jeune
et avant que je ne le connaisse parfaitement .

MECHATI

A MES PARENTS

A. BOUHDJAR

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'A. Bouhdjar', enclosed within a dashed rectangular border. The signature is stylized and cursive.

REMERCIEMENTS
~~-o-o-o-o-o-o-o-~~

Nos remerciements vont à M. G. D'ALBON qui a bien voulu nous honorer en nous chargeant de l'étude de ce sujet , et à M. Y. BOUSSARD qui a pleinement collaboré à l'élaboration de cette étude .

Nos remerciements vont également à MM. MATTON , PIEROZAK , TUDOR qui ont bien voulu nous prodiguer de précieux conseils .

Enfin nos remerciements vont aux responsables du centre de documentation de la S.N.S et aux représentants de la B.B.C en Algérie , pour les documents qu'ils nous ont procurés .

A.B t& M.B

B I B L I O G R A P H I E
-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-0-

- T. ONIGA
" CALCUL DES TUYAUX " 1949
- Mac ADAMS
" TRANSMISSION DE LA CHALEUR " DUNOD 1964
- G. MATTON
Cours de "TRANSFERT DE CHALEUR "(Diffusion interne)
- RAZNJEVIC
" TABLES ET DIAGRAMMES THERMODYNAMIQUES " EYROLLES 1970
- R. GRECORIG
" ECHANGEURS DE CHALEUR "Librairie polytechnique
BERANGER 1965
- S. TIMOSHENKO
" THEORIE DE L'ELASTICITE "Paris & Liege 1948

S O M M A I R E
-O-O-O-O-O-O-O-O-O-

Avant-propos	1
Introduction	2
Données concernant une installation réelle	4

Vérification du dimensionnement des conduites de l'ancienne installation

1°) Rappels	6
a- Contraintes mécaniques	
b- " thermiques	
2°) Vérification des conduites $\varnothing 250-318$ mm	9
a- Calcul de la contrainte	
b- Coefficient de sécurité	
c- Calcul de la masse de la conduite	
3°) Conduite $\varnothing 150-190$ mm	11
4°) Conduites $\varnothing 550-594$ mm	11
5°) Conduite $\varnothing 770-792$ mm	13

Dimensionnement de la nouvelle installation

1°) conduite d'amenée de vapeur du GV à la turbine HP	14
a- Diamètre équivalent et diamètre réel	
b- Calcul de l'épaisseur de la conduite	
c- Calcul de la masse "	
2°) Conduite d'amenée de HP au R ₀ surchauffeur	16
3°) Conduite d'amenée DU Resurchauffeur à la turbine MP	18
4°) Conduite (2/2)	21

Transfert de chaleur

1°) Mécanisme de l'écoulement	23
2°) Notions sur la nouvelle installation	25
3°) Transmission de la chaleur	26
4°) Calculs préliminaires	31
A - Masse volumique de la vapeur	
B - Vitesse d'écoulement "	
C - Viscosité dynamique "	

D - Viscosité cinématique de la vapeur	
E - Conductibilité thermique "	
F - Chaleurs spécifiques "	
5°) Calcul des coefficients de convection	37
a- Vapeur dans la conduite 1/1	
- Nombre de Reynolds	
- " Prandtl	
- " Nusselt	
b- Dans la 2/1	
c- " 2/1	
d- " 2/2	
6°) Coefficient de conductibilité thermique	42
7°) Température de paroi de 1/1	45
8°) " " 1/2	46
9°) " " intérieure à l'entrée de 1/1	47
10°) CALCUL DU flux de chaleur à travers 2/1	48
11°) Température de la paroi int. à l'entrée de 2/2	50
<u>Comparaison des coûts des installations</u>	
1°) Ancienne	52
2°) Nouvelle	53
<u>Avant-projet d'étude technologique</u>	
1°) Disposition et montage des cages	56
2°) " " " conduites (Etenchéité)	57
<u>Annexe</u>	
VAPEUR : coef. CONDUCTIBILITE therm. , C_p et C_v ; masse volumique ;	
ACIERS : Composition chimique ; coefficient de dilatation ;	
Coef. de conductibilité ; Limite d'élasticité ;	
Contrainte de traction , Autres caractéristiques (traitement thermique , formage etc ;....)	

7-7) V. NT-PROPOS

L'importance des pressions et des températures (risque de fluage) dans les conduites d'amenée de vapeur - du générateur de vapeur à la turbine - des centrales thermiques nécessitent l'emploi des aciers de haute qualité qui coûtent chers.

La présente étude consiste à remplacer l'ancienne disposition de conduites par une nouvelle, de conception différente, amenant une économie sur la qualité des aciers employés.

En se basant sur les données réelles d'une centrale thermique existante, nous déterminerons les caractéristiques de la nouvelle installation et établirons le coût, afin de faire des comparaisons.

INTRODUCTION

Dans l'ancienne installation , la vapeur est amenée par des conduites séparées . Ceci nécessite, pour la vapeur sortant du générateur de vapeur , des conduites en acier résistant à des températures et pressions (relativement) hautes (540°C ; 177,4 bars) donc des aciers chers .

Dans la nouvelle conception , il s'agit d'utiliser des aciers de qualité moindre (moins chers). Pour cela , on réduira les contraintes (diminution de la quantité de matière) et on diminuera la température des parois (diminution de la qualité de la matière).

La vapeur est amenée par une seule conduite dans laquelle on interpose des cages minces (cylindres) percées de trous pour que la pression soit la même de part et d'autre. Entre les cages et entre la dernière cage et la conduite , il y a de la vapeur stagnante pour qu'il n'y ait que conductibilité (pas de convection). L'ensemble (cages, couches de vapeur) servira à limiter le transfert de chaleur ; ce qui soumettra la paroi intérieure de la conduite à une température voisine de celle de la paroi extérieure parce que celle-ci baigne dans la vapeur (545°C) sortant de la turbine haute pression allant vers le surchauffeur ; celle-ci aura donc à résister à un gradient de température inférieur à celui auquel doit résister la conduite de l'ancienne installation ; ce qui permettra d'utiliser un acier de qualité moindre (donc moins cher).

Du point de vue résistance mécanique , les conduites étant concentriques , la pression à laquelle est soumis le tube intérieur est la

différence entre la pression de la vapeur à l'aller et celle de retour.
Le tube intérieur sera soumis à une pression plus petite que celle à laquelle est soumis le tube de l'ancienne installation .

Le débit de vapeur de retour sera partagé entre deux conduites :
la première enveloppera la conduite d'amenée de vapeur du générateur de vapeur à la turbine haute pression , la seconde enveloppera la conduite d'amenée de vapeur du résurchauffeur à la turbine moyenne pression .

Le travail à faire consistera à :

- Vérifier le dimensionnement de l'ancienne installation , évaluer son coût .
- Dimensionner la nouvelle installation à l'aide de la contrainte admissible et des pressions exercées sur la conduite
- Détermination des températures des parois de la conduite intérieure par le calcul du transfert de chaleur .
- Etablissement du coût de la nouvelle installation.
- Faire des comparaisons.
- Etude technologique de la nouvelle installation
(en avant-projet)

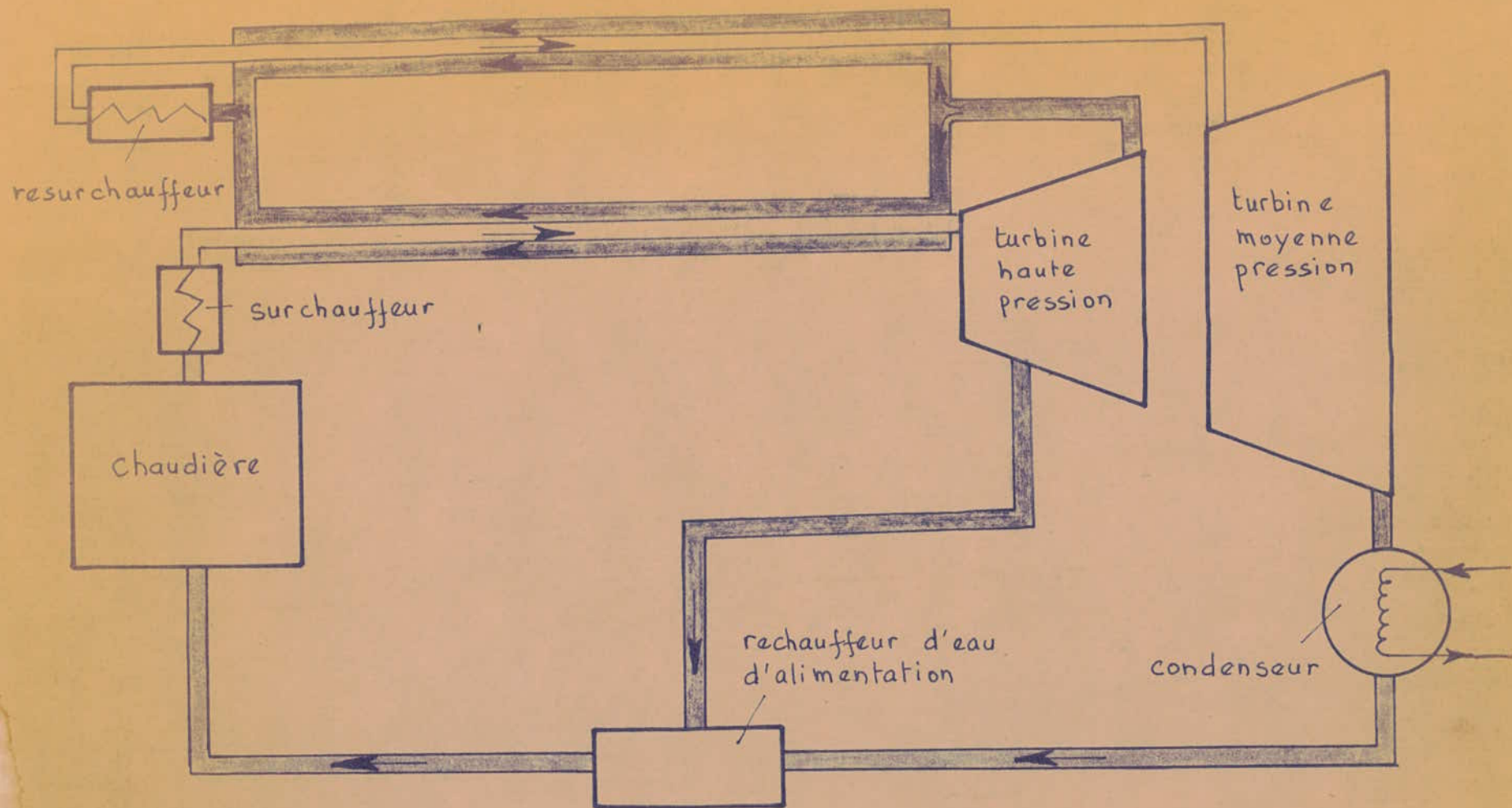
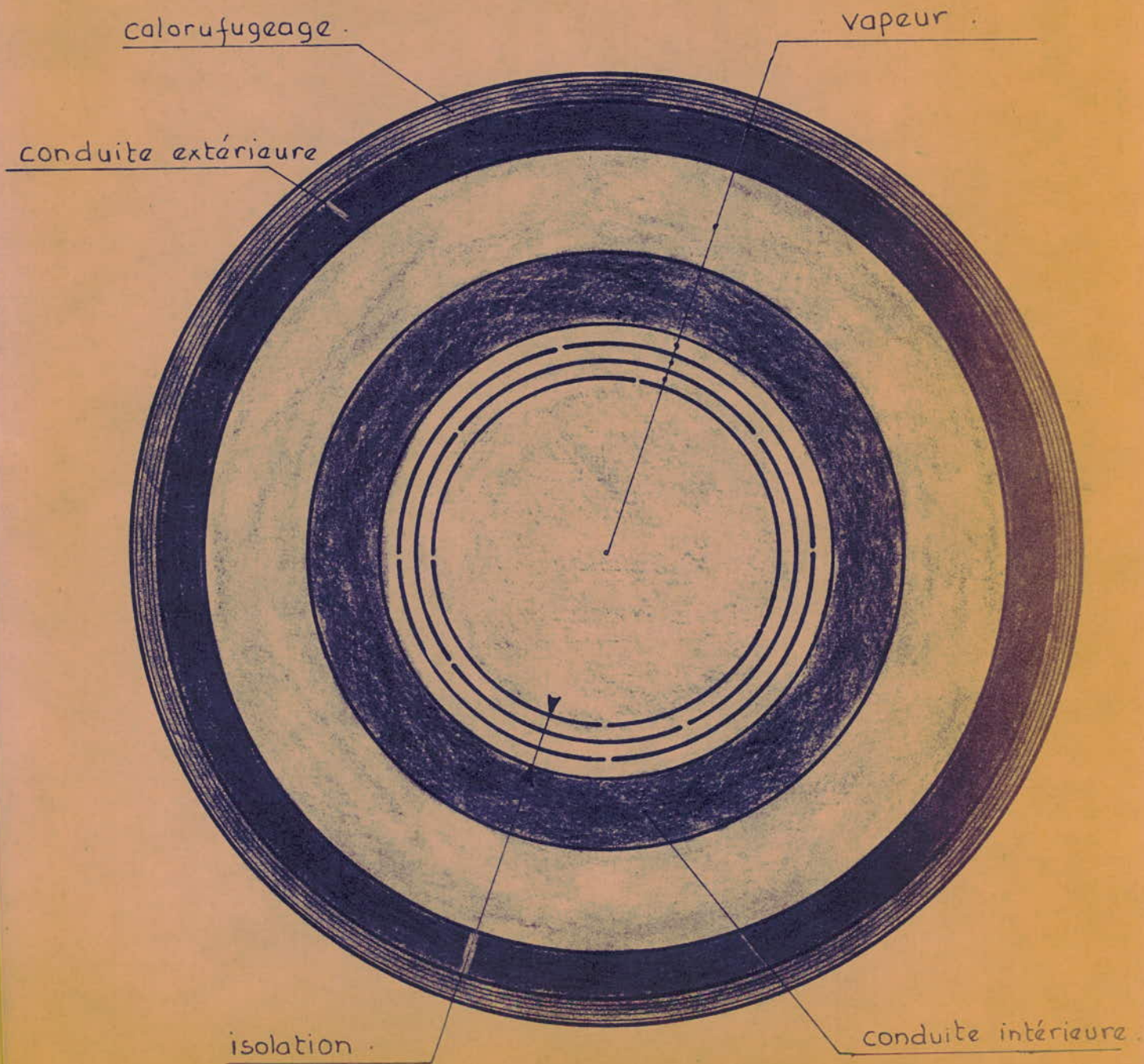


Fig: 2

schéma simplifié du circuit de vapeur et de la disposition des conduites dans la nouvelle conception.

Fig:3

Disposition des conduites d'amenée de vapeur dans la nouvelle conception



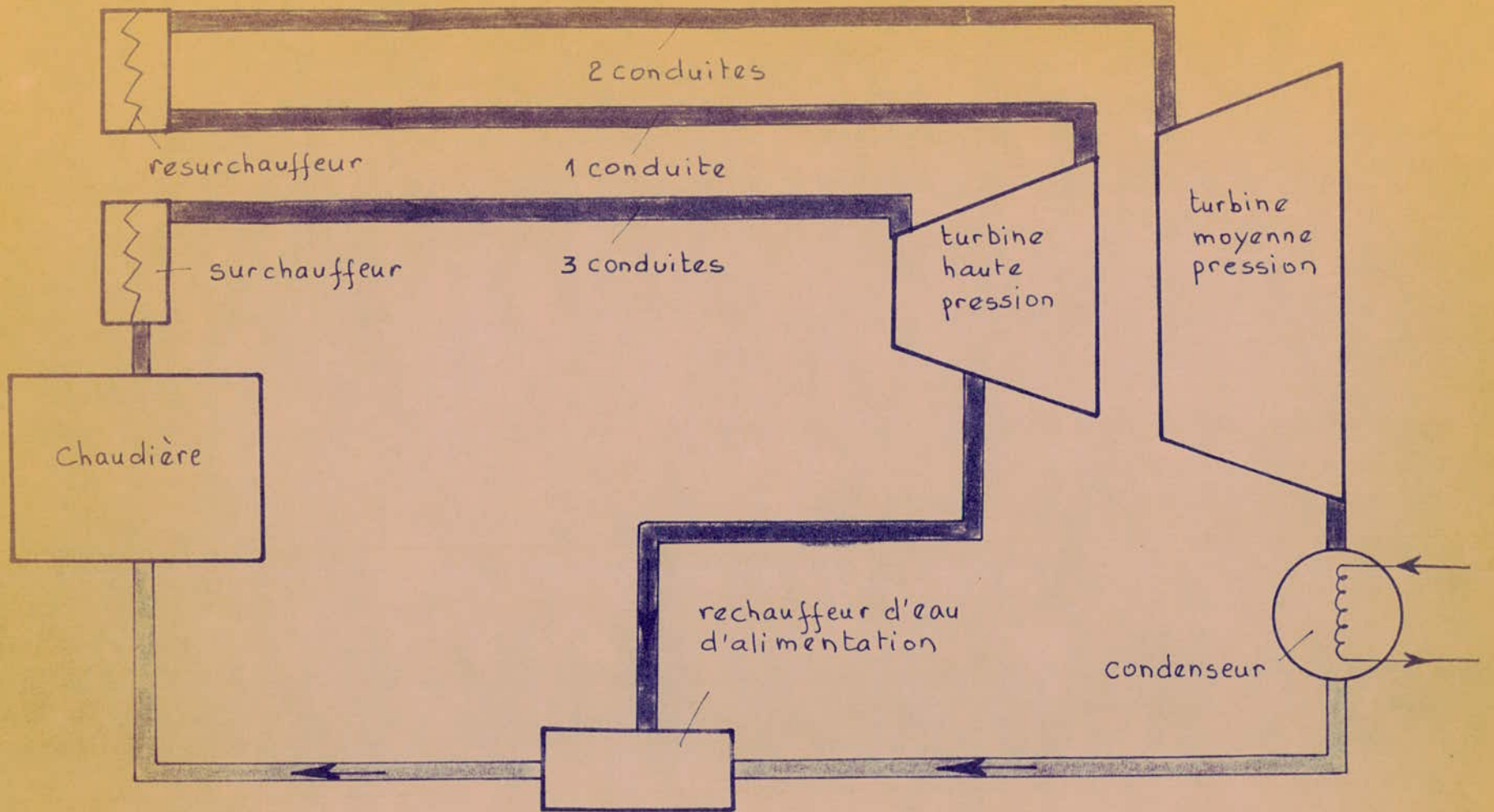


Fig: 1 Schéma simplifié du circuit de vapeur et de la disposition des conduites dans l'ancienne installation.

DONNEES CONCERNANT UNE INSTALLATION REELLE

Le circuit que suit la vapeur d'eau dans son trajet est composé principalement de 3 tronçons:

- Tronçon: 1

En acier X 20 Cr Mo W V I2I ,il est composé de 3 conduites ayant 100 m de longueur chacune

- 2 conduites de diamètres intérieur et extérieur valant respectivement 250 mm et 318 mm.

- 1 conduite de diamètres intérieur et extérieur valant respectivement 150 mm et 190 mm.

Le débit masse $\dot{m}_1 = 244,9$ Kg/s

La pression à l'entrée de la turbine haute pression est

$$P_{11} = 177,4 \text{ bars}$$

La température à l'entrée de la turbine haute pression est

$$T_{11} = 540^\circ\text{C}$$

La résistance admissible pour 100000 heures

$$\sigma_a = 6,5 \text{ Kg/mm}^2$$

- Tronçon: 2

En acier 15 Mo 3 , il est réalisé en une seule conduite de longueur 130 m et de diamètres intérieur et extérieur respectivement 770 mm et 792 mm.

Le débit masse $\dot{m}_2 = 216,11$ Kg/s

La pression à la sortie de la turbine haute pression est

$$P_2 = 39,5 \text{ bars}$$

La température à la sortie de la turbine haute pression

est: $T_2 = 325^\circ\text{C}$

La résistance admissible de l'acier pour 100000 heures est

$$\sigma_a = 13 \text{ Kgf/mm}^2$$

- Tronçon: 3

En acier X 20 Cr Mo W V I2I, il est composé de 2 conduites parallèles ayant 125 m de longueur chacune et de diamètres intérieur et extérieur respectivement 550 mm et 594 mm.

Le débit masse est $\dot{m}_3 = 216,11 \text{ Kg/s}$

La pression à l'entrée de la turbine moyenne pression est

$$P_{3,1} = 35,5 \text{ bars}$$

La température à l'entrée de la turbine moyenne pression

est : $T_3 = 540^\circ\text{C}$

La résistance admissible de l'acier, pour 100000 heures

est : $\sigma_a = 6,5 \text{ Kgf/mm}^2$

VERIFICATION DU DIMENSIONNEMENT DES CONDUITES DE L'ANCIENNE

INSTALLATION

1°) RAPPELS :

a) Contraintes mécaniques :

Lorsqu'une conduite cylindrique est soumise à des pressions interne et externe respectivement P_i et P_e , supposées uniformément réparties (on prenant la moyenne), les principales contraintes qui prennent naissance sont :

- Une contrainte tangentielle :

$$\sigma_t = \frac{R_i^2 \cdot P_i - R_e^2 \cdot P_e}{R_e^2 - R_i^2} + \frac{(P_i - P_e) \cdot R_e^2 \cdot R_i^2}{r^2 (R_e^2 - R_i^2)}$$

- Une contrainte radiale :

$$\sigma_r = \frac{R_i^2 \cdot P_i - R_e^2 \cdot P_e}{R_e^2 - R_i^2} - \frac{(P_i - P_e) \cdot R_e^2 \cdot R_i^2}{r^2 \cdot (R_e^2 - R_i^2)}$$

avec :

r = rayon auquel on calcula la contrainte

R_e = rayon extérieur de la conduite

R_i = rayon intérieur de la conduite

La contrainte mécanique résultante est , d'après Coulomb ,

$$\sigma = \sigma_t - \sigma_r$$

Si de plus , la conduite est soumise à une force axiale , par exemple son propre poids , il se crée une contrainte axiale :

$$\sigma_{ca} = \frac{F}{(Re^2 - Ri^2)} = \frac{F}{D \cdot e}$$

avec :

$D = 2Ri$: diamètre intérieur de la conduite

$e = Re - Ri$: épaisseur de la conduite

F : force agissante

b) Contraintes thermiques :

Si la conduite se trouve dans un milieu chaud et si les températures sont différentes à l'intérieur et à l'extérieur du tube, il se crée des contraintes thermiques. Celles-ci s'expliquent ^{Par} le fait que les éléments du cylindre, en se dilatant, se repoussent les uns les autres. La dilatation étant proportionnelle à la température, les parties les plus chaudes augmentent de dimensions plus rapidement que les moins chaudes.

Si l'on considère qu'on a un courant continu de chaleur et si l'on pose $\Delta T = Ti - Te$

avec :

Ti : température de la paroi intérieure de la conduite

Te : température de la paroi extérieure de la conduite

Les contraintes thermiques subies par un point situé à une distance r auront les expressions suivantes :

-Contrainte tangentielle

$$\sigma_{tg} = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1 - \nu) \log \frac{Re}{Ri}} \left[1 - \log \frac{Re}{r} - \frac{Ri^2}{Re^2 - Ri^2} \left(1 + \frac{Re^2}{r^2} \right) \log \frac{Re}{Ri} \right]$$

- Contrainte radiale :

$$\sigma_{ra} = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1 - \nu) \log \frac{Re}{Ri}} \left[1 - \log \frac{Re}{r} - \frac{Ri^2}{Re^2 - Ri^2} \left(1 - \frac{Re^2}{r^2} \right) \log \frac{Re}{Ri} \right]$$

-Contrainte axiale :

$$\sigma_{axi} = \frac{\alpha E \Delta T}{2(1 - \nu) \log \frac{Re}{Ri}} \left[1 - 2 \log \frac{Re}{r} - \frac{2 \cdot Re^2}{(Re^2 - Ri^2)} \log \frac{Re}{Ri} \right]$$

avec :

ν = Coefficient de poisson

E = Module d'élasticité à la traction ou la compression

α = Coefficient de dilatation

Re , Ri : rayons intérieur et extérieur de la conduite

La résultante des contraintes thermiques associée à la résultante des contraintes mécaniques donne la contrainte totale à laquelle est soumise la conduite .

Donc , si l'on connaissait P_i , P_e ; R_i , R_e ; T_i , T_e ; on pourra ^{déterminer} la contrainte totale s'exerçant sur la conduite . De même si l'on connaissait P_i , P_e et la contrainte admissible σ_a , on pourra déterminer l'épaisseur de la conduite : e .

2°) - VERIFICATION DES CONDUITES Ø250 - 318 mm :

Ces deux conduites étant soumises à des fortes pressions (177,4 bars = P_i) on peut appliquer la formule de LAME :

$$e = \frac{D_i}{2} \left[\sqrt{\frac{\sigma + P}{\sigma - P}} - 1 \right]$$

d'où :

$$\sigma = P \cdot \left[1 + \frac{2}{(4 \cdot e / D_i) \cdot \left(\frac{e}{D_i} + 1 \right)} \right]$$

avec : e : épaisseur de la conduite

D_i : diamètre intérieur de la conduite

P : différence de pression = $P_i - P_e \cong P_i$ ce qui revient à considérer $P_e = 0$ dans les contraintes tangentielle et radiale et ne tenir compte que de la contrainte tangentielle

a - Calcul de la contrainte :

Appliquons la formule de LAME

on a : $e = (318 / 2) - (250 / 2) = 34 \text{ mm}$

$$P = P_i = 177,4 \text{ bars} = 1,774 \text{ Kg}_f / \text{mm}^2$$

$$D_i = 250 \text{ mm}$$

Nous aurons :

$$\sigma_t = 1,774 \cdot \left[1 + \frac{2}{(4 \cdot 34 / 250) \cdot \left(\frac{34}{250} + 1 \right)} \right]$$

$$\sigma_t = 7,5 \text{ Kg}_f / \text{mm}^2$$

b) Coefficient de securité : K

$$\text{On a } K \cdot \sigma = \sigma_a$$

avec : σ_a : Contrainte admissible

$$\sigma_a = 6,5 \text{ Kgf/mm}^2 \text{ pour l'acier X20 Cr Mo W V 121}$$

D'où le coefficient de securité :

$$K_1 = 6,5/7,5$$

$$K_1 = 0,86$$

On remarque que cette conduite a été sous-dimensionnée puisque K_1 devrait être supérieur ou égal à 1,25 . Ceci est - peut-être dû au fait que le constructeur a travaillé avec une contrainte admissible supérieure à $6,5 \text{ Kgf/mm}^2$.

c) Calcul de la masse de la conduite :

Le volume d'une conduite cylindrique annulaire est :

$$V = L \cdot e (D_i + e) \cdot \pi$$

L étant la longueur de la conduite .

Si ρ est la masse volumique de cette conduite , sa masse sera

$$M = \rho \cdot V$$

$$M = \rho \cdot L \cdot e (D_i + e) \cdot \pi$$

$$\text{On a : } L = 100 \text{ m}$$

$$D_i = 0,250 \text{ m}$$

$$e = 0,034 \text{ m}$$

$$\rho = 7,85 \text{ Kg/m}^3$$

D'où la masse totale des deux conduites : $M_1 = 47626,3 \text{ kg}$

3a) - VERIFICATION DE LA CONDUITE $\varnothing 150-190$ mm :

a) calcul de la contrainte :

$$\text{On a : } e = 190/2 - 150/2 = 20 \text{ mm}$$

$$P = 1,774 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$D_i = 0,150 \text{ m}$$

Ce qui donne avec toujours la même formule de Lamé :

$$\sigma = 1,774 \cdot \left[1 + \frac{2}{4 \cdot 20/150 \left(\frac{20}{150} + 1 \right)} \right]$$

$$\sigma = 7,6 \text{ Kgf/mm}^2$$

b) - Coefficient de securité :

$$K_1 = 6,5/7,6$$

$$K_1 = 0,86$$

ON trouve un coefficient de securité égal à celui du 1°), il ya donc sous-dimensionnement .

c) - Calcul de la masse :

$$M_2 = 7,85 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot 0,020 \cdot (0,150 + 0,020).$$

$$M_2 = 8383,8 \text{ Kg}$$

4 °) - VERIFICATION DES DEUX CONDUITES $\varnothing 550-594$ mm

a) Calcul de la contrainte

$$\text{On a : } e = 594/2 - 550/2 = 22 \text{ mm}$$

$$P = 0,355 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$D_i = 550 \text{ mm}$$

D'où la contrainte :

$$\sigma = 0,355 \cdot \left[1 + \frac{2}{4 \cdot 22/550 (22/150 + 1)} \right]$$

$$\sigma = 4,6 \text{ Kgf/mm}^2$$

b) Coefficient de securité :

$$K_3 = 6,5/4,6$$

$$K_3 = 1,4$$

C'est un coefficient de securité valable , mais non en rapport avec les coefficients précédents ($K_1 = K_2 = 0,86$)

c) Calcul de la masse :

On a : $L = 125 \text{ m}$. D'où la masse :

$$M_3 = 7,85 \cdot 10^3 \cdot 125 \cdot 0,022 \cdot (0,550 + 0,022) \cdot \pi \cdot 2$$

$$M_3 = 77561,5 \text{ Kg}$$

Si logiquement on prenait le même coefficient de securité ($K_3 = 0,86$) on aurait une nouvelle épaisseur :

En appliquant la formule de Lamé (pour les fortes pressions) et en rappelant que

$$e = 550/2 \left[\sqrt{\frac{(6,5/0,86) + 0,355}{(6,5/0,86) - 0,355}} - 1 \right]$$
$$e = 13,2 \text{ mm}$$

D'où une nouvelle masse "logique" :

$$M_3' = 45124,4 \text{ Kg}$$

5°) VERIFICATION DE LA CONDUITE DE Ø 770 - 792 mm :

a) contrainte :

Cette conduite est faite d'acier au molybdène (15 Mo 3); il a une contrainte admissible égale à : $\sigma_a = 13 \text{ Kg/mm}^2$.

La pression à laquelle est soumise la conduite est :

$$P = P_i = 0,395 \text{ Kg/mm}^2$$

avec le diamètre intérieur $D_i = 770 \text{ mm} = 0,770 \text{ m}$ et l'épaisseur $e = 11 \text{ mm}$, on aura la contrainte qui sera égale :

$$\sigma = 0,395 \left[1 + \frac{2}{4 \cdot (11/0,77) \cdot (11/0,77 + 1)} \right]$$

$$\sigma = 14,0 \text{ Kg/mm}^2$$

b) Coefficient de sécurité :

$$K_4 = \frac{13}{14} = 0,93$$

Là encore ,il y a sous-dimensionnement .

c) Masse :

Avec une masse volumique $\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$ et la longueur $L = 130 \text{ m}$

on a :

$$M_4 = 7,85 \cdot 10^3 \cdot 130 \cdot \pi \cdot (0,770 + 0,011) \cdot 0,011$$

$$M_4 = 27533,5 \text{ Kg}$$

Nombre de Conduites N	Pression intérieure P_i (Bars)	Pression extérieure P_e (Bars)	Température du fluide T (°C)	Contrainte admissible σ_a (kg/mm ²)	Désignation de l'acier	Longueur de la conduite L (m)	Diamètre intérieur D_i (mm)	Epaisseur e (mm)	Prix D	Masse de la conduite M (kg)
2	177,4	1	540	6,5	X20CrMoWV121	2 x 100	250	34	3333841	47626,3
1	177,4	1	540	6,5	X20CrMoWV121	100	150	20	586866	8383,8
1	39,5	1	325	13	15Mo3	130	770	11	275535	27553,5
2	35,5	1	540	6,5	X20CrMoWV121	2 x 125	550	22	5430705	77581,5
									<u>13,2</u> 3158708	45124,4
									9626947	1335691,6
									-----	101734,5
									7354950	27553,5

TOTAUX :

Tableau de récapitulation sur l'ancienne installation

DIMENSIONNEMENT DE LA NOUVELLE INSTALLATION

1°) CONDUITE D'AMENEE DE VAPEUR DU GENERATEUR A LA TURBINE

HAUTE PRESSION :

a- Diamètre équivalent et diamètre réel :

On doit assurer le même débit avec cette conduite qu'avec les 3 conduites, de l'ancienne installation, mises en service simultanément .

Pour cela , il nous faut une section de passage équivalente à la somme des sections des 3 conduites de l'ancienne .

Si , S_{eq} est la section équivalente , S_1 la section de la conduite à diamètre intérieur , $D_1 = 250$ mm et S_2 la section de la conduite à diamètre intérieur , $D_2 = 150$ mm, on doit avoir :

$$S_{eq} = 2S_1 + S_2$$

avec D_{eq} : diamètre équivalent , on a :

$$\frac{\pi D_{eq}^2}{4} = \pi \cdot \left(\frac{D_1^2}{4} \cdot 2 + \frac{D_2^2}{4} \right)$$

d'ou :

$$D_{eq}^2 = 2 \cdot D_1^2 + D_2^2 = 2 \cdot 250^2 + 150^2$$

$$D_{eq} = 384 \text{ mm} = 0,384 \text{ m}$$

Pour déterminer le diamètre réel intérieur de la conduite , on doit ajouter l'épaisseur de l'écran, limitant le transfert de chaleur, au diamètre équivalent de la section de passage .

L'écran est formé de 3 cages" concentriques à la conduite et ayant 1 mm d'épaisseur chacune. Elles sont séparées par des couches de vapeur ayant respectivement de l'intérieur vers l'extérieur 6mm , 6mm , et 5mm d'épaisseur

Ce qui donne , pour l'écran , une épaisseur de 20 mm . On rappelle que la vapeur est immobile entre les cages .

$$Di_1 = Deq + 2.20$$

$$Di_1 = 424 \text{ mm} = 0,424 \text{ m}$$

b- Calcul de l'épaisseur :

On applique la formule suivante :

$$e = Di/2 \left[\sqrt{\frac{\sigma_a}{\sigma_a - 2P}} - 1 \right]$$

Avec :

Di : diamètre intérieur de la conduite

e : épaisseur de la conduite

σ_a : contrainte admissible de l'acier

P = Pi - Pe : différence de pression intérieure et extérieure

On a : $Di_1 = 424 \text{ mm}$

$$P = 1,379 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_a = 13 \text{ Kgf/mm}^2 \text{ pour } 100\ 000 \text{ heures .}$$

On rappelle que l'acier utilisé pour cette conduite est l'acier 15 Mo 3 (ayant comme contrainte admissible la valeur indiquée ci-dessus) .

Cet acier résiste à une température voisine de ^{400°C} ~~330°C~~ , température à laquelle est soumise cette conduite . C'est un acier de qualité moindre (donc moins cher) relativement à l'acier X 20 Cr Mo W V 121 qui est employé dans l'ancienne installation .

$$e_1 = 212 \sqrt{13 / (13 - 2.1,379)} - 1$$

$$e_1 = 26,84 \text{ mm}$$

On prend

$$e_1 = 27 \text{ mm}$$

c - Calcul de la masse :

Dans cette nouvelle installation on suppose les longueurs des conduites égales à 100 mètres . la masse volumique est toujours égale à $7,85 \cdot 10^3 \text{ Kg/ m}^3$

$$M'_1 = 7,85 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot 0,027 (0,424 + 0,027) \cdot \pi$$

$$M'_1 = 30030,3 \text{ Kg}$$

2) CONDUITE D'AMENEE DE VAPEUR DE LA TURBINE H-P AU RESURCHAUFFEUR

a - Diamètre équivalent et diamètre réel

La section de passage annulaire entre le tube(1/1) et le tube(1/2) doit être équivalente à la section de passage du tuyau de $\varnothing 770 - 792$ de l'ancienne installation . Ce qui s'écrit :

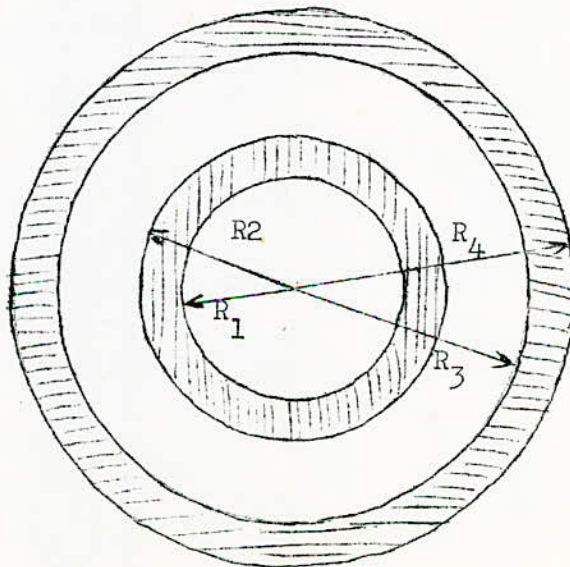


fig:4

$$\pi R_3^2 - \pi R_2^2 = \pi (770/2)^2$$

Mais , comme il a été précisé au début , le débit-retour est partagé entre deux conduites : Celle recouvrant la conduite d'amenee de vapeur de la chaudière à la turbine haute pression , et celle recouvrant la ^{conduite} d'amenee de vapeur du resurchauffeur à la turbine moyenne pressi n .

On aura donc :

$$R_3^2 - R_2^2 = 1/2 \cdot (770/2)^2$$

Comme $R_2 = 239$ mm alors :

$$R_3 = (239)^2 + 1/2(385)^2$$

$$R_3 = 362,26 \text{ mm}$$

Dans ce cas il n'existe pas de cages entre les tubes (1/1) ET (1/2) . Donc le diamètre équivalent est identique au diamètre réel . Soit :

$$D_{eq2} = Di_2 = 2 \cdot 362,26 \text{ mm}$$

$$D_{eq2} = 714,5 \text{ mm}$$

b- Calcul de l'épaisseur

La pression étant moyenne (39,5 bars) on préfère utiliser la formule pratique suivante :

$$e = \frac{P \cdot Di}{2 \cdot \sigma_a \cdot f} + C$$

Avec : P : différence de pression = $P_i - P_e$

Di : diamètre intérieur de la conduite

e : épaisseur de la conduite

σ_a : cointante admissible

C : constante additionnelle

f : coefficient de résistance dépendant du mode d'exécution du tube

Pour ce tube , la pression étant de l'ordre de 40 bars et la température poche de 400°C , SIEBEL indique $C = 1$, et pour

$$f = \frac{1 - P/2}{1,15}$$

Mais pour les tubes étirés ou coulés on conseille $f = 1$.

Prenons donc $C = 1$ et $f = 1$.

$$e = \frac{0,385 \cdot 724,5}{2 \cdot 13 \cdot 1}$$

$$e = 10,7 \text{ mm}$$

Soit :

$$e = 11 \text{ mm}$$

D'où le diamètre extérieur :

$$De_2 = 724,5 + 2 \cdot 12$$

$$De_2 = 748,5 \text{ mm}$$

c- Calcul de la masse :

$$M'_2 = 7,85 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot 0,011 \cdot (0,7245 + 0,011)$$

$$M'_2 = 19952,4 \text{ Kg}$$

3°) CONDUITE D'AMENEE DE VAPEUR DU RESURCHAUF, EUR A LA TURBINE MOYENNE PRESSION .

a - Diamètre équivalent et diamètre réel

$$\pi \cdot R'_1{}^2 = 2 \cdot \pi (550/2)^2$$

$$R'_1 = 388,9 \text{ mm}$$

Donc

$$D'_{eq1} = 2 \cdot 388,9 = 777,8 \text{ mm}$$

$$D'_{eq1} = 778 \text{ mm}$$

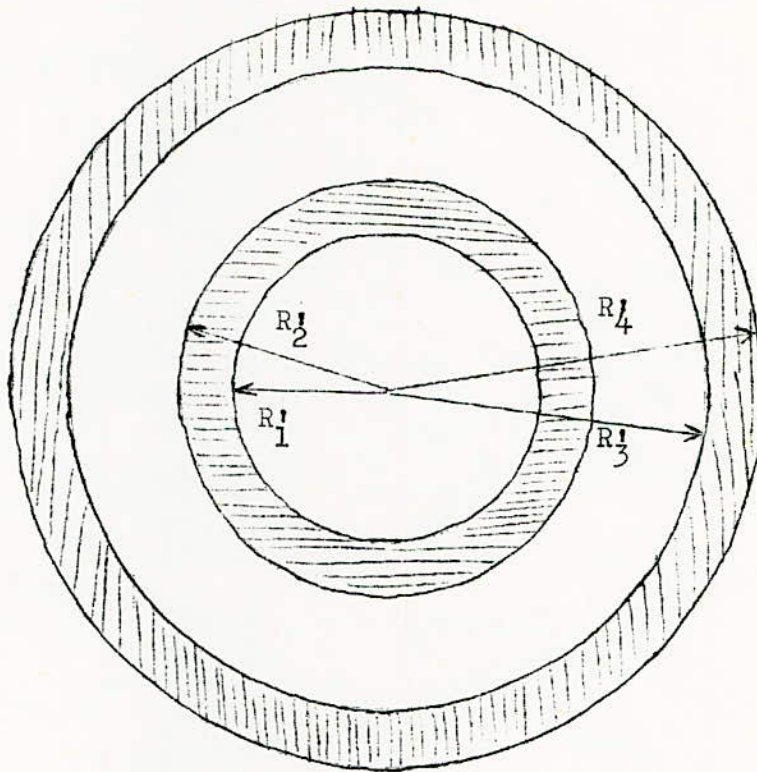


Fig. 5

D_1^i est donc le diamètre de passage de la vapeur ou diamètre de la section de passage équivalente aux sections des deux tubes $\varnothing 550 - 594$ mm . Comme on a trois cages de 1 mm d'épaisseur chacune et trois couches de vapeur d'épaisseur resp. 6 ,6 et 5 mm le diamètre réel sera donc :

$$D_1^i = 778 + 2 (1+1+1+6+6+5)$$

$$D_1^i = 818 \text{ mm}$$

b - Calcul de l'épaisseur :

La pression qui s'exerce sur la conduite est la différence de la pression extérieure et de la pression intérieure (resp. 39,5 b et 35,5 b) . Employons alors la formule pour les pressions faibles utilisée précédemment :

$$e = \frac{P \cdot D_1^i}{2 \cdot \sigma_a \cdot f} + c$$

Avec $c = 1$ et $f = 1$

On a :

$$P = 0,04 \text{ Kgf/mm}^2$$
$$D_i = 818 \text{ mm} = 0,818 \text{ m}$$
$$\sigma_a = 13 \text{ Kgf/mm}^2$$
$$e = \frac{0,04 \cdot 818}{2 \cdot 13 \cdot 1} + 1$$
$$e = 2,258 \text{ mm}$$

Vu que le diamètre intérieur de cette conduite est grand (818) l'épaisseur calculée est très petite , donc on ne peut conserver cette valeur pour des raisons de fabrication . On prendra le minimum possible :

$$e = 8 \text{ mm}$$

d'où un diamètre extérieur :

$$D_{e1} = 818 + 2 \cdot 8$$
$$D_{e1} = 834 \text{ mm}$$

c- Calcul de la masse de cette conduite :

On a la longueur , $L = 100 \text{ m}$, et la masse volumique , $\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$ ce qui donne une masse :

$$M_3 = \rho \cdot L \cdot \pi \cdot (D_i + e) \cdot e$$
$$= 7,85 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot \pi \cdot (0,818 + 0,008) \cdot 0,008$$
$$M_3 = 16290,32 \text{ Kg}$$

4°) DIMENSIONNEMENT DE LA CONDUITE EXTERIEURE AU TUBE DU 3°) : (2/2)

Cette conduite permet le retour de la vapeur (325°C ; 39,5 bars) de la turbine haute pression au résurchauffeur , et recouvre en même temps la conduite d'amenée de vapeur du résurchauffeur à la turbine moyenne pression .Elle est en acier 15 Mo 3 .

a- Calculs du diamètre équivalent et du diamètre réel de la conduite :

Comme on l'a précisé , le débit de vapeur de retour est partagé entre deux conduites: celle recouvrant la conduite d'amenée de vapeur de la chaudière à la turbine haute pression , et celle recouvrant la conduite d'amenée de vapeur du résurchauffeur à la turbine moyenne pression; cette dernière est celle qu'on va calculer .

On aura donc :

$$\pi (R_3'^2 - R_2'^2) = (1/2) \cdot \pi \cdot (770/2)^2$$

avec $R_2' = 419$ mm

d'où :

$$R_3' = \sqrt{(1/2) \cdot (385)^2 + (417)^2}$$

$$R_3' = 498 \text{ mm}$$

soit

$D_3' = 996 \text{ mm}$

Ce diamètre correspond au diamètre équivalent ; Dans ce cas , la vapeur est en contact direct avec la conduite , donc le diamètre équivalent est égal au diamètre réel .

Diamètre réel :

$D_3' = 996 \text{ mm}$

b- Calcul de l'épaisseur de la conduite :

La différence de pressions agissant sur la conduite est :

$$P \approx (39,5 - 1) \text{ bars}$$

(Différence entre la pression intérieure à la conduite et la pression extérieure à la conduite)

$$P = 38,5 \text{ bars}$$

La pression n'est pas importante , donc on applique la formule de calcul des épaisseurs minces, à savoir :

$$e = \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot \sigma_a \cdot f} + C$$

en prenant toujours $C = 1$; $f = 1$

on a : $\sigma_a = 13 \text{ Kgf/mm}^2$ (acier 15 Mo 3)

$$P = 0,385 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$D_i = 996 \text{ mm}$$

d'ou : $e = \frac{0,385 \cdot 996}{2 \cdot 13 \cdot 1} + 1$

$$e = 16 \text{ mm}$$

ce qui donne un diamètre extérieur :

$$D_4' = 996 + 2 \times 16$$

$$D_4' = 1028 \text{ mm}$$

c- Calcul de la masse de la conduite :

$$M_4' = \rho \cdot L \cdot \pi \cdot (D_3' + e) \cdot e$$

On a : $\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$

$$L = 100 \text{ m}$$

$$D_3' = 996 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$e = 16 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

ce qui donne une masse :

$$M_4' = 7,85 \cdot 10^3 \cdot 100 \cdot \pi \cdot (0,996 + 0,016) \cdot 0,016$$

$$M_4' = 39931,9 \text{ Kg}$$

Nombre de conduits N	Pression intérieure P_i (Bars)	Pression extérieure P_e (Bars)	Température du fluide T (°C)	Contrainte admissible σ_a (Kg/mm ²)	Désignation de l'acier	Longueur de la conduite L (m)	Diamètre intérieur D_i (mm)	épaisseur e (mm)	Prix P	Massa de la conduite M (kg)	
1	177,4	39,5	540	13	15Mo3	100	424	27	300303	30030,3	
1	39,5	1	325	13	15Mo3	100	724,5	11	199524	19952,4	
1	35,5	39,5	540	13	15Mo3	100	818	8	162963	16296,3	
1	39,5	1	325	13	15Mo3	100	996	16	399319	39931,9	
1	177,4	177,4	540	6,5	X20G-MnV121	100	384	1	66465	949,6	
1	177,4	177,4	= 325	13	15Mo3	100	398	1	9840	984,0	
1	177,4	177,4	= 325	13	15Mo3	100	412	1	10185	1018,5	
1	35,5	35,5	540	6,5	X20G-MnV121	100	778	1	134477	1921,1	
1	35,5	35,5	= 325	13	15Mo3	100	792	1	19556	1955,6	
1	35,5	35,5	= 325	13	15Mo3	100	806	1	19902	1990,2	
									TOTAUX :	1322534	2870,6
											112159,2

Tableau de récapitulation sur la nouvelle conception.

TRANSFERT DE CHALEUR

1°) MECANISME DE L'ÉCOULEMENT :

Dans un écoulement turbulent, on distingue trois zones :

- Une zone attenante à la paroi où le régime de l'écoulement est laminaire .
 - Une zone médiane où le régime est turbulent .
 - Une zone située entre les 2 citées précédemment où l'on a un régime de transition .
 - Dans la couche marginale à régime laminaire, la transmission de la chaleur ne s'effectue que par conduction .
 - Dans la zone médiane (en régime turbulent), la chaleur se transmet en majeure partie par le déplacement des masses et plus précisément par le mouvement transversal des équivalents en eau $V_t \cdot C_p$ (V_t : vitesse transverse transversale du fluide) . La transmission de la chaleur par conduction est, dans le noyau turbulent, si faible qu'elle est négligeable. La vitesse transversale V_t doit, ^{Pour} des raisons de continuité, être la même dans les 2 sens .
- Un élément de masse, entraîné par son mouvement transversal, pénètre dans la zone où règnent d'autres conditions de vitesse moyenne et de température . Il restera influencé par ces nouvelles conditions jusqu'à ce qu'il ait perdu son individualité, c'est-à-dire jusqu'à ce qu'il acquiert la vitesse et la température de la zone où il vient de pénétrer.

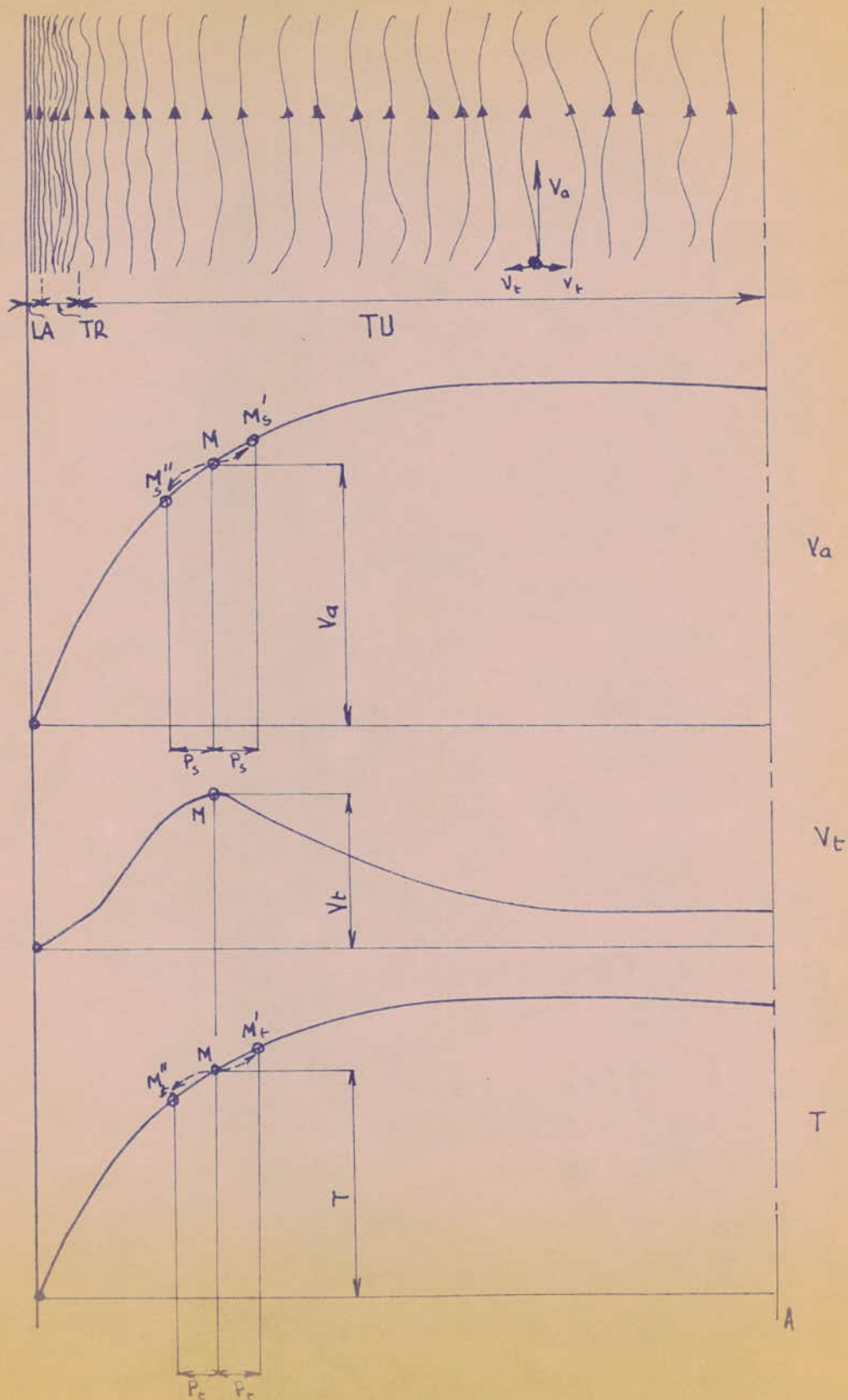
fig : 6

L'élément a effectué un parcours de mélange P_s propre à l'écoulement et un parcours de mélange thermique P_t .

Fig. 6

LA: Zone laminaire . TR: Zone de transition . TU: Zone de turbulence

V_a, V_t, T courbes représentant les valeurs moyennes arithmétiques respectivement de la vitesse axiale, transversales et de la température en fonction de la distance à l'axe A du tube.



Un mouvement transversal de l'élément de masse M vers la zone de basse température correspond à un transfert de chaleur des températures plus élevées vers les températures moins élevées. Un mouvement transversal vers la médiane a pour conséquence un transfert de froid (nécessité de l'égalité de V_t dans les deux sens). Ceci est la transmission de chaleur par convection.

Le chiffre de transmission de la chaleur dépend des grandeurs suivantes:

- 1) Grandeurs définissant la géométrie de l'enceinte où se produit l'écoulement.
- 2) Une grandeur linéaire caractéristique L
- 3) Une vitesse caractéristique V
- 4) la masse spécifique ρ
- 5) La chaleur spécifique : C_p
- 6) Le coefficient de conductivité κ
- 7) La viscosité dynamique : η

Lors de l'intégration de l'élément M dans les 2 zones, il apparaît un jeu entre les forces d'inertie et les forces engendrées par la viscosité dynamique.

La force d'inertie K_T est proportionnelle à une surface L^2 et à une pression $(\rho V^2)/2$:

$$K_T = V^2 \cdot L^2$$

où L est sensiblement le diamètre du tube d'écoulement

V : vitesse caractéristique qui est la vitesse moyenne dans le tube

La force de viscosité est proportionnelle à une surface L^2 et à une tension de glissement τ qui est elle-même proportionnelle à la viscosité dynamique η et au gradient de vitesse dans une direction normale à la surface de glissement.

Le gradient de vitesse est proportionnelle à V/L . Ce qui donne

$$K_z = L \cdot \eta \cdot V/L = \eta \cdot V \cdot L$$

Le rapport entre la force d'inertie et la force de viscosité est donc :

$$K_T/K_z = V \cdot L \cdot \rho / \eta$$

On obtient le nombre de Reynolds :

Avec la viscosité cinématique $\nu = \eta/\rho$

$$R_o = K_T/K_z = V \cdot L / \nu$$

L'épaisseur δ de la couche marginale laminaire est fonction du nombre de REYNOLDS , comme l'est également la résistance de cette couche marginale à la transmission par conduction

$$\delta = 4,65 \cdot R_o^{-1/2}$$

2°) NOTIONS SUR LA NOUVELLE INSTALLATION .

Cette installation est composée de conduites concentriques . Pour limiter les pertes de chaleur , on place à l'intérieur de la conduite intérieure des cages (conduites minces et trouées) lesquelles lui sont concentriques . Ces cages emprisonnent entre elles, et entre la dernière et la conduite intérieure de la vapeur d'eau surchauffée STAGNANTE qui sert d'isolant .

Les cages étant trouées, il n'existe pas de différence de pression de part et d'autre , elles n'auront donc à subir aucune contrainte de pression (dans l'hypothèse de la conduite rectiligne) . C'est ce qui explique le choix d'une épaisseur de 1mm . Le matériau de ces cages sera déterminé suivant les températures de leur surface interne et externe .

L'acier utilisé pour les conduites internes étant du 15Mo3 , acier qui résiste à des températures inférieures à 350°C , il faut alors installer

un certain nombre de cages jusqu'à limiter la température de la surface intérieure de la conduite intérieure à une température voisine de 325°C .

3°) TRANSMISSION DE LA CHALEUR

Elle se fait par :

- CONDUCTION :

$$q_k = \frac{k}{L} \cdot \Delta T$$

- CONVECTION :

$$q_c = C_p \cdot V \cdot \Delta T \cdot \rho$$

- RAYONNEMENT :

$$q_s = \xi \cdot C_s \cdot T^4$$

Avec :

k : coefficient de conductivité

L : grandeur caractéristique linéaire

ΔT : différence de température

C_p : chaleur spécifique

V : vitesse caractéristique

ρ : masse spécifique

ξ : chiffre d'absorption du corps rayonnant

C_s : constante de rayonnement du corps noir

Des calculs préliminaires ont montrés que l'épaisseur de la couche marginale est négligeable .

On néglige le rayonnement (faible) .

On aura donc un flux qui traversera cages et couches de vapeur stagnante pour arriver à la vapeur de retour après avoir traversé la paroi de la conduite intérieure

En régime permanent ,le flux de chaleur à travers chaque section est le même ; En considérant trois écrans composés de trois cages et de trois couches de vapeur , il est représenté par :

- Convection à la surface intérieure de la 1^{re} cage :

$$q = 2\pi \cdot r_1 \cdot L \cdot h_i \cdot (T_1 - T_{1i})$$

- Avec :
- r_1 : rayon intérieur de la cage
 - L : longueur de la conduite
 - h_i : coefficient de convection vapeur - cage
 - T_1 : température de la vapeur
 - T_{1i} : température de la paroi intérieure de la cage

- Conduction à travers la 1^{re} cage :

$$q = \frac{2\pi \cdot k_c \cdot L}{\ln(r_2/r_1)} (T_{1i} - T_2)$$

- Avec :
- r_2 : rayon extérieur de la cage
 - k_c : coefficient de conductibilité de l'acier
 - T_2 : température de la paroi extérieure de la cage

- Conduction à travers la 1^{re} couche de vapeur :

$$q = \frac{2\pi \cdot k_v \cdot L}{\ln(r_3/r_2)} (T_2 - T_3)$$

- Avec :
- r_3 : rayon intérieur de la 2^{de} cage
 - k_v : coefficient de conductibilité de la vapeur
 - T_3 : température de la paroi intérieure de la 2^{de} cage

- Conduction à travers la 2^{de} cage :

$$q = \frac{2\pi \cdot k_c \cdot L}{\ln(r_4/r_3)} (T_3 - T_4)$$

- Avec :
- r_4 : rayon extérieur de la deuxième cage
 - T_4 : température de la paroi extérieure de la 2^{de} cage

-Conduction à travers la deuxième couche de vapeur :

$$q = \frac{2\pi \cdot k_v \cdot L}{\ln(r_5/r_4)} (T_4 - T_5)$$

Avec : r_5 : rayon intérieur de la troisième cage

T_5 : température de la paroi intérieure de la 3^e cage

-Conduction à travers la troisième cage :

$$q = \frac{2\pi \cdot k_c \cdot L}{\ln(r_6/r_5)} (T_5 - T_6)$$

Avec : r_6 : rayon extérieur de la troisième cage

T_6 : température de la paroi extérieure de la 3^e cage

-Conduction à travers la troisième couche de vapeur :

$$q = \frac{2\pi \cdot k_v \cdot L}{\ln(R_1/r_6)} (T_6 - T_7)$$

Avec : R_1 : rayon intérieur de la conduite intérieure

T_7 : température de la paroi intérieure de la conduite intérieure

-Conduction à travers la conduite intérieure :

$$q = \frac{2\pi \cdot k_c \cdot L}{\ln(R_2/R_1)} (T_7 - T_{7e})$$

Avec : R_2 : rayon extérieur de la conduite intérieure

T_{7e} : température de la paroi extérieure de la conduite intérieure

-Convection à la surface extérieure de la conduite intérieure :

$$q = 2\pi \cdot R_2 \cdot h_c \cdot L (T_{7e} - T_8)$$

Avec : T_8 : température de la vapeur " retour "

h_c : coefficient de convection, conduite - vapeur .

Les températures considérées dans le calcul du flux de chaleur, dans les différentes étapes, sont celles de la zone proche de la turbine.

On suppose que le flux est constant tout au long de la portion de tube considéré. Connaissant la température du fluide circulant à l'intérieur de la conduite intérieure et la température du fluide de " retour " (qui enveloppe la conduite intérieure), on peut éliminer les températures intermédiaires par addition des termes relatifs à la différence de températures et déterminer la valeur du flux.

Ce qui donne :

$$q = \frac{T_1 - T_8}{\frac{1}{2\pi \cdot r_1 \cdot h_i \cdot L} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot k_c \cdot L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi \cdot k_v \cdot L} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi \cdot k_c \cdot L} + \frac{\ln(r_5/r_4)}{2\pi \cdot k_v \cdot L} + \frac{\ln(r_6/r_5)}{2\pi \cdot k_c \cdot L} + \frac{\ln(R_1/r_6)}{2\pi \cdot k_v \cdot L} + \frac{\ln(R_2/R_1)}{2\pi \cdot k_c \cdot L} + \frac{1}{2\pi \cdot R_2 \cdot h_o \cdot L}}$$

En prenant $2\pi R_2 \cdot L = 1 \text{ m}^2$ (surface de référence)

$$q = \frac{T_1 - T_8}{R_2 \left[\frac{1}{r_1 \cdot h_i} + \frac{1}{k_c} \ln\left(\frac{r_2 \cdot r_4 \cdot r_6 \cdot R_2}{r_1 \cdot r_3 \cdot r_5 \cdot R_1}\right) + \frac{1}{k_v} \ln\left(\frac{r_3 \cdot r_5 \cdot R_1}{r_2 \cdot r_4 \cdot r_6}\right) \right] + \frac{1}{h_o}}$$

- Chaleur cédée par la vapeur à " l'aller " :

$$S \cdot q = \dot{m} \cdot c_1 \cdot \Delta T_1$$

avec :

$S \cdot q$: flux de chaleur (S : surface extérieure de la conduite (1/1))

\dot{m} : débit masse de vapeur à l'aller

c_1 : chaleur spécifique de la vapeur

ΔT_1 : différence des températures à l'entrée et à la sortie de la
conduite intérieure.

- Chaleur reçue par le fluide de retour :

$$S \cdot q = \dot{m}_2 \cdot c_r \cdot \Delta T_r$$

Avcc : $S \cdot q$: flux de chaleur (S surface extérieure de la conduite (1/1)

\dot{m}_r : débit mass. de la vapeur de retour

c_r : chaleur spécifique

ΔT_r : différence des températures à l'entrée et à la sortie de
la conduite extérieure

Connaissant le flux (déterminé par l'équation du transfert de chaleur),
la température de la vapeur à la sortie de la conduite d'amenée de vapeur
du générateur de vapeur à la turbine , la température de la vapeur à
l'entrée de la conduite d'amenée de vapeur de la turbine au resurchauffeur,
les débits , les chaleurs spécifiques , on peut déterminer la température
à la sortie de la conduite extérieure . A l'aide de ces nouvelles données,
on pourra déterminer la température de la paroi intérieure de la conduite
intérieure à l'entrée .

4°) CALCULS PRELIMINAIRES :

A: a- Masse volumique de la vapeur à 177,4 bars et 540°C :

Soit ρ cette masse volumique : (voir tableau n° II en annexe)

$$\rho (540^{\circ}\text{C} ; 180 \text{ bars}) = 53,447 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho (540^{\circ}\text{C} ; 170 \text{ bars}) = 50,05 \text{ Kg/m}^3$$

Par interpolation on obtient :

$$\rho (540^{\circ}\text{C} ; 177,4 \text{ bars}) = \underline{\underline{52,564 \text{ Kg/m}^3}}$$

b- Masse volumique de la vapeur à 39,5 bars et 325°C :

$$\rho (340^{\circ}\text{C} ; 35 \text{ bars}) = 13,029 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho (320^{\circ}\text{C} ; 35 \text{ bars}) = 13,617 \text{ Kg/m}^3$$

Par interpolation on obtient :

$$\rho (35 \text{ bars} ; 325^{\circ}\text{C}) = \underline{\underline{13,470 \text{ Kg/m}^3}} \quad (i)$$

$$\rho (40 \text{ bars} ; 320^{\circ}\text{C}) = 15,778$$

$$\rho (40 \text{ bars} ; 340^{\circ}\text{C}) = 15,069$$

Par interpolation on obtient :

$$\rho (40 \text{ bars} ; 325^{\circ}\text{C}) = \underline{\underline{15,601 \text{ Kg/m}^3}} \quad (ii)$$

En interpolant entre (i) et (ii) , on obtient :

$$\rho (39,5 \text{ bars} ; 325^{\circ}\text{C}) = \underline{\underline{15,470 \text{ Kg/m}^3}}$$

c- Masse volumique de la vapeur à 540°C et 35,3 bars :

On a :

$$\rho (35 \text{ bars} ; 540^{\circ}\text{C}) = 9,3545 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho (40 \text{ bars} ; 540^{\circ}\text{C}) = 20,718 \text{ Kg/m}^3$$

Par interpolation on obtient :

$$\rho (35,5 \text{ bars} ; 540^{\circ}\text{C}) = \underline{\underline{9,218 \text{ Kg/m}^3}}$$

B- Détermination de la vitesse dans les conduites :

Si V est la vitesse , ρ la masse volumique , S la section de passage de la vapeur , le débit - masse est conservé tout au long de la conduite ;

alors

$$\dot{m} = \rho \cdot S \cdot V$$

Notations:

(1/1) : Conduite reliant le générateur de vapeur à la turbine haute pression .

(1/2) : Conduite reliant la turbine haute pression au resurchauffeur et enveloppant la conduite (1/1)

(2/1) : Conduite reliant le resurchauffeur à la turbine moyenne pression

(2/2) : Conduite reliant la turbine haute pression au resurchauffeur et enveloppant la conduite (2/1)

a- Vitesse dans la conduite (1/1) :

On a : $\dot{m}_1 = 244,9 \text{ Kg/s}$

$$S_1 = \pi \cdot 0,192^2 = 0,1158 \text{ m}^2$$

$$\rho_1 = 52,564 \text{ Kg/m}^3$$

On obtient la vitesse suivante :

$$V_1 = \frac{\dot{m}_1}{S_1 \cdot \rho_1} = \frac{244,9}{52,564 \cdot 0,1158} = 40,23 \text{ m/s}$$

$V_1 = 40,23 \text{ m/s}$

b- Vitesse dans la conduite (1/2):

On a : $\dot{m}_2 = 108,55 \text{ Kg/s}$

$$S_2 = \pi \cdot [(0,36226)^2 - (0,239)^2] = 0,233 \text{ m}^2$$

$$\rho_2 = 15,601 \text{ Kg/m}^3$$

La valeur du débit s'explique par le fait que cette conduite n'achemine que la moitié du débit de retour vers le resurchauffeur .

Avec V_2 la vitesse, on aura :

$$V_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 S_2}$$

$$V_2 = \frac{108,55}{0,233 \cdot 15,601}$$

$$V_2 = 29,86 \text{ m/s}$$

c- Vitesse dans la conduite(2/1)

On a : $\dot{m}_1 = 216,11 \text{ Kg/s}$

$$S_1 = \pi \cdot R_1^2 = 0,3889^2$$

$$S_1 = 0,475 \text{ m}^2$$

$$\rho_1' = 9,218 \text{ Kg/m}^3$$

$$V_1 = 216,11 / 9,218 \cdot 0,475$$

$$V_1 = 49,36 \text{ m/s}$$

d- Vitesse dans la conduite(2/2) :

$$\dot{m}_2 = 108,55 \text{ Kg/s}$$

$$S_2 = \pi \cdot (0,498^2 - 0,417^2)$$

$$S_2 = 0,233 \text{ m}^2$$

$$\rho_2' = 15,601 \text{ Kg/m}^3$$

On rappelle que \dot{m}_2 représente l'autre moitié du débit de vapeur de retour vers le resurchauffeur .

$$V_2 = 108,55 / 15,601 \cdot 0,233$$

$$V_2 = 29,86 \text{ m/s}$$

C: DETERMINATION DE LA VISCOSITE DYNAMIQUE : η

D'après J.H.Keenan et F.G. Keyes " Thermodynamic Properties of Steam " qui donnent des valeurs de la viscosité dynamique en fonction de la pression et de la température consignées dans un tableau . Ce tableau est reproduit par W.H.Mc ADAMS dans " Transmission de la Chaleur "

a- Vapeur à 177,4 bars et 540°C

$$\eta (172 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 0,150 \text{ Kg/h.m}$$

$$\eta (207 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 0,161 \text{ Kg/h.m}$$

Par interpolation on obtient :

$$\underline{\underline{\eta (177,4 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 0,152 \text{ Kg/h.m}}}$$

b- Vapeur à 35,5 bars et 540°C

$$\underline{\underline{\eta (35,5 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 0,108 \text{ Kg/h.m}}}$$

c- Vapeur à 39,5 bars et 325°C

$$\eta (34,5 \text{ bars ; } 325^\circ\text{C}) = 0,088 \text{ Kg/h.m}$$

$$\eta (69 \text{ bars ; } 325^\circ\text{C}) = 0,104 \text{ Kg/h.m}$$

Par interpolation on obtient :

$$\underline{\underline{\eta (39,5 \text{ bars ; } 325^\circ\text{C}) = 0,090 \text{ Kg/h.m}}}$$

D: DETERMINATION DE LA VISCOSITE CINEMATIQUE: ν

On sait que la viscosité cinématique s'exprime par :

$$\nu = \eta / \rho$$

Donc : $\nu_1 = 0,150/52,564$

$$\nu_1 = 28,54 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{h}$$

$$\nu'_1 = 0,108/15,470$$

$$\nu'_1 = 69,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{h}$$

$$\nu_2 = 0,090/9,218$$

$$\nu_2 = 97,63 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{h}$$

E; DETERMINATION DU COEFFICIENT DE CONDUCTIBILITE DE LA VAPEUR D'EAU k_v

a Vapeur à 177,4 bars et 540°C

D'après les tables de RAZENJEVIC on a :

$$k_v (150 \text{ bars ; } 500^\circ\text{C}) = 75,4 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

$$k_v (150 \text{ bars ; } 550^\circ\text{C}) = 82,2 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

D'où après interpolation :

$$k_v (150 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 80,84 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K} \quad (\text{i})$$

$$k_v (200 \text{ bars ; } 500^\circ\text{C}) = 83,1 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

$$k_v (200 \text{ bars ; } 550^\circ\text{C}) = 86,8 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

D'où après interpolation :

$$k_v (200 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 86,06 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K} \quad (\text{ii})$$

(i) et (ii) donnent :

$$k_{v1} (177,4 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 83,70 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

b- Vapeur à 39,5bars et 325°C

$$k_v (20 \text{ bars ; } 300^\circ\text{C}) = 41 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

$$k_v (20 \text{ bars ; } 350^\circ\text{C}) = 45,8 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

D'où après interpolation :

$$k_v (20 \text{ bars ; } 325^\circ\text{C}) = 43,4 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K} \quad (\text{iii})$$

$$k_v (40 \text{ bars ; } 300^\circ\text{C}) = 43,2 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

$$k_v (40 \text{ bars ; } 350^\circ\text{C}) = 47,8 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

D'où après interpolation :

$$k_{v2} (39,5 \text{ bars ; } 325^\circ\text{C}) = 45,4 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

c- Vapeur à 35,5 bars et 540°C

$$k_v (20 \text{ bars ; } 500^\circ\text{C}) = 61,7 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

$$k_v (20 \text{ bars ; } 550^\circ\text{C}) = 67,4 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

On interpole :

$$k_v(20 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 66,25 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K} \quad (\text{i})$$

$$k_v(40 \text{ bars ; } 500^\circ\text{C}) = 63,4 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

$$k_v(40 \text{ bars ; } 550^\circ\text{C}) = 69,1 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

EN interpolant entre ces deux dernières , on obtient :

$$k_v(40 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 67,96 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K} \quad (\text{ii})$$

En interpolant entre (i) et (ii) par la pression , on obtient :

$$k'_v(35,5 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 67,58 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{K}$$

F: Détermination de la chaleur spécifique à pression constante : Cp

Valeurs calculées d'après les tables données par RAZNJEVIC .

a-Vapeur à 177,4 bars , 540°C :

$$C_p(170 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 0,680 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

$$C_p(180 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 0,692 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

On interpole :

$$C_p(177,4 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 0,6888 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

b-Vapeur à 39,5 bars ; 325°C :

$$C_p(40 \text{ bars ; } 340^\circ\text{C}) = 0,609 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

$$C_p(40 \text{ bars ; } 320^\circ\text{C}) = 0,638 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

En interpolant , on obtient :

$$C_p(40 \text{ bars ; } 325^\circ\text{C}) = 0,631 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K} \quad (\text{i})$$

$$C_p(30 \text{ bars ; } 340^\circ\text{C}) = 0,572 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

$$C_p(30 \text{ bars ; } 320^\circ\text{C}) = 0,587 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

Après interpolation, on a :

$$C_p(30 \text{ bars ; } 325^\circ\text{C}) = 0,583 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K} \quad (\text{ii})$$

En interpolant entre (i) et (ii) par rapport à la pression , on obtient:

$$C_p(39,5 \text{ bars ; } 325^\circ\text{C}) = 0,628 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

c-Vapeur à 35,5 bars ; 540°C :

$$C_p(30 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 0,54 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

$$C_p(40 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 0,548 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

Après interpolation , on obtient :

$$\underline{\underline{C_p(35,5 \text{ bars ; } 540^\circ\text{C}) = 0,544 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}}}$$

5°) CALCUL DES COEFFICIENTS DE CONVECTION :

Pour calculer le coefficient de convection , on a le nombre de Nusselt:

$$Nu = \frac{D \cdot h}{k_v}$$

Et ce nombre peut être calculé à partir des nombres de Prandtl et

de Reynolds :

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

formule donnée par la SNECMA , pour les gaz et la vapeur soumis à un écoulement turbulent . C'est le cas de notre écoulement .

On a :

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \rho}{k_v}$$

- Avec :
- V : vitesse de l'écoulement
 - D : dimension caractéristique (diamètre)
 - ν : viscosité cinématique
 - C_p: chaleur spécifique à pression constante
 - k_v: coefficient de conductibilité thermique

Une fois Nu calculé , on tire le coefficient de convection h

$$h = \frac{Nu \cdot k_v}{D}$$

a-Vapeur de la conduite (1/1) :

-Nombre de Reynolds:

On a :

$$V_1 = 40,23 \text{ m/s}$$

$$D_1 = 0,384 \text{ m}$$

$$\nu_\lambda = 0,7927 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{D'où } Re = (40,23 \cdot 0,384) / (0,7927 \cdot 10^{-6})$$

$$Re = \underline{\underline{19,488 \cdot 10^6}}$$

- Nombre de Prandlt Pr

$$\text{On a : } C_{p_\lambda} = 0,6888 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

$$k_{V_\lambda} = 23,25 \cdot 10^{-6} \text{ Kcal/m.s.}^\circ\text{K}$$

$$\eta_\lambda = 42,14 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/m.s}$$

$$\text{D'où } Pr = \frac{C_{p_\lambda} \cdot \eta}{k_V}$$

$$Pr = \frac{0,6888 \cdot 42,14 \cdot 10^{-6}}{23,25 \cdot 10^{-6}}$$

$$Pr = \underline{\underline{1,248}}$$

- Nombre de Nusselt

$$\text{On a : } Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,018 (19,488 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot (1,248)^{0,4}$$

$$Nu = \underline{\underline{13352,79}}$$

D'où le coefficient de convection h

$$h = \frac{Nu \cdot k_V}{D}$$

$$h = \frac{13352,79 \cdot 23,25 \cdot 10^{-6}}{0,384}$$

$$h_\lambda = 0,8047 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{s.}^\circ\text{K}$$

b- Vapeur dans la conduite (2/1)

- Nombre de Reynolds:

$$\text{On a : } V_1 = 49,36 \text{ m/s}$$

$$D_1' = 0,778 \text{ m}$$

$$U_1' = 1,939 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

D'où le nombre de Reynolds Re

$$Re = \frac{49,36 \cdot 0,778}{1,939 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = \underline{\underline{19,80 \cdot 10^6}}$$

- Nombre de Prandlt Pr

On a :

$$C_{p1}' = 0,5444 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$K_{v1}' = 18,40 \cdot 10^{-6} \text{ Kcal/m} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$\eta_1' = 30 \cdot 10^{-6} \text{ Kg} \cdot \text{s} / \text{m} \cdot \text{s}$$

D'où le nombre de Prandlt Pr

$$Pr = \frac{0,5444 \cdot 30 \cdot 10^{-6}}{18,40 \cdot 10^{-6}}$$

$$Pr = \underline{\underline{0,8876}}$$

- Nombre de Nusselt Nu

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,018 \cdot (19,8 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot (0,8876)^{0,4}$$

$$Nu = \underline{\underline{11800,26}}$$

D'où le coefficient de convection h

$$h = \frac{11800,26 \cdot 18,4 \cdot 10^{-6}}{0,778}$$

$$h_1' = 0,279 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{K}$$

C-Vapeur dans la conduite (1/2) :

- Reynolds (nombre) :

$$Re = \frac{V \cdot D_h}{\nu}$$

Avec D_h : le diamètre hydraulique ; Pour le calculer , on a

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{\mathcal{P}}$$

Avec S : la section de passage de la vapeur

$$S = \pi \cdot (R_3^2 - R_2^2)$$

\mathcal{P} : Perimètre mouillé. Dans ce cas , on prend la circonférence du tube où il y a convection .

$$\mathcal{P} = 2 \pi \cdot R_2$$

d'où :

$$D_h = \frac{4 \cdot \pi \cdot (R_3^2 - R_2^2)}{2 \pi \cdot R_2}$$

$$D_h = \frac{2(362,26^2 - 239^2)}{239} = 620,2 \text{ mm}$$

$$D_h = 0,620 \text{ m}$$

On a aussi :

$$V_2 = 29,86 \text{ m/s}$$

$$\nu_2 = 2,712 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{29,86 \cdot 0,620}{2,712 \cdot 10^{-6}}$$

$$Re = 6,826 \cdot 10^6$$

- Nombre de Prandtl :

On a :

$$c_{p2} = 0,628 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$k_{v2} = 1,262 \cdot 10^{-6} \text{ Kcal/m} \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$\eta_2 = 25 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/m} \cdot \text{s}$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{k_v} = \frac{0,628 \cdot 25 \cdot 10^{-6}}{1,262 \cdot 10^{-6}}$$

$$\underline{\underline{Pr = 12,448}}$$

-Nombre de Nusselt :

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,018 \cdot (6,826 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot (12,448)^{0,4}$$

$$\underline{\underline{Nu = 14475,6}}$$

-Coefficient de convection :

$$h = \frac{Nu \cdot k_v}{D}$$

$$h = \frac{14475,6 \cdot 1,262 \cdot 10^{-6}}{0,478}$$

$h_2 = 0,03818 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{K}$

d-Vapeur dans la conduite (2/2) :

- Diamètre hydraulique :

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{\varnothing} = \frac{2(R_1^2 - R_2^2)}{R_2}$$

$$D_h = \frac{2(0,498^2 - 0,417^2)}{0,417}$$

$$\underline{\underline{D_h = 0,355 \text{ m}}}$$

-Nombre de Reynolds :

$$V_2 = 29,86 \text{ m/s}$$

$$\nu_2 = 2,712 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

$$Re = \frac{29,86 \cdot 0,355}{2,712 \cdot 10^{-6}}$$

$$\underline{\underline{Re = 3,9087 \cdot 10^6}}$$

-Nombre de Brandt :

La vapeur de cette conduite a les mêmes caractéristiques que celle.

de la conduite (1/2) .

Donc , on a : $Pr = 12,448$

-Nombre de Nusselt :

$$Nu = 0,018 . Re^{0,8} . Pr^{0,4}$$

$$Nu = 0,018 . (3,9087 . 10^6)^{0,8} . (12,448)^{0,4}$$

$$Nu = 9266,98$$

-Coefficient de convection :

$$h = \frac{Nu \cdot k_v}{D} = \frac{9266,98 \cdot 1,262 \cdot 10^{-6}}{0,834}$$

$$h_2 = 0,014023 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{K}$$

⊕) Coefficient de conductibilité thermique :

a-Vapeur stagnante (isolant) :

Pour déterminer la conductibilité thermique de la vapeur ,on doit connaître son état (température , pression); or ,pour notre cas , si on connaît la pression (trous dans les cages qui permettent une pression constante dans la conduite intérieure), la température est par contre différente apres chaque couche de vapeur ,et on ne connaît que la température de la vapeur circulant à l'intérieur de la conduite intérieure et celle de la vapeur qui l'entoure. Donc pour avoir la conductibilité ,on prend celle à pression constante correspondant à la moyenne des températures connues (540°C;325°C)et ceci pour chaque couche de vapeur .

-Température moyenne ;

$$T_m = \frac{540 + 325}{2} = 432,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

-Coefficient de conductibilité pour P = 177,4 bars , T_m = 432,5°C :

$$k_v(400^\circ\text{C}; 150 \text{ bars}) = 69,2 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{K}$$

$$k_v(400^\circ\text{C}; 200 \text{ bars}) = 82,5 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{K}$$

Par interpolation , on obtient :

$$\underline{k_V(400^\circ\text{C} ; 177,4 \text{ bars}) = 76,488 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{K}} \quad (\text{i})$$

De même , on a :

$$k_V(450^\circ\text{C} ; 150 \text{ bars}) = 71,2 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{K}$$

$$k_V(450^\circ\text{C} ; 200 \text{ bars}) = 81,3 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{K}$$

En interpolant on obtient :

$$\underline{k_V(450^\circ\text{C} ; 177,4 \text{ bars}) = 76,73 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{K}} \quad (\text{ii})$$

En interpolant entre (i) et (ii) par rapport à la température , on a :

$$k_V(432,5^\circ\text{C} ; 177,4 \text{ bars}) = 76,65 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{K}$$

$$\underline{k_V = 21,29 \cdot 10^{-6} \text{ Kcal/m.s.}^\circ\text{K}}$$

b-Coefficient de conductibilité de l'acier :

D'après les tables de RAZNJEVIC , un acier au molybdène , pour une température aux environs de 400°C , a un coefficient de conductibilité :

$$\underline{k_0 = 0,0075 \text{ Kcal/m.s.}^\circ\text{K}}$$

c- Coefficient de la vapeur à 35,5 bars et $432,5^\circ\text{C}$ (conductibilité)

D'après les tables de RAZNJEVIC et en interpolant par rapport à la pression on obtient :

$$k_V(400^\circ\text{C} ; 35,5 \text{ bars}) = 52,1 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{K}$$

$$k_V(450^\circ\text{C} ; 35,5 \text{ bars}) = 57,3 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{K}$$

Et en interpolant entre ces deux dernières valeurs on obtient :

$$k_V(432,5^\circ\text{C} ; 35,5 \text{ bars}) = 55,48 \cdot 10^{-3} \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{K}$$

Soit :

$$\underline{k'_V = 15,41 \cdot 10^{-6} \text{ Kcal/m.s.}^\circ\text{K}}$$

CALCUL DU FLUX DE CHALEUR :

Valleurs numériques :

h_i	= 0,80847	Kcal/m ² .s.°K
k_c	= 0,0075	Kcal/m.s.°K
k_v	= 21,29.10 ⁻⁶	Kcal/m.s.°K
h_e	= 0,03818	Kcal/m ² .s.°K
r_1	= 0,192	m
r_2	= 0,193	m
r_3	= 0,199	m
r_4	= 0,200	m
r_5	= 0,206	m
r_6	= 0,207	m
R_1	= 0,212	m
R_2	= 0,39	m

D'après la formule donnée à la page 29 et en remplaçant par les valeurs numériques données ci-dessus on obtient :

$$q = \frac{540 - 325}{0,239 \left[\frac{1}{0,192 \cdot 0,80847} + \frac{1}{0,0075} \ln \left(\frac{0,193 \cdot 0,2 \cdot 0,207}{0,192 \cdot 0,199 \cdot 0,206} \right) + \frac{1}{21,29 \cdot 10^{-6}} \ln \left(\frac{0,199 \cdot 0,206 \cdot 0,212}{0,193 \cdot 0,200 \cdot 0,207} \right) + \frac{1}{0,0075} \ln \left(\frac{0,234}{0,212} \right) + \frac{1}{0,035437} \right]}$$

D'où :

$$q = 0,2326 \text{ Kcal/s}$$

On remarque que tous les termes du dénominateur sont négligeables sauf celui relatif à k_v . Cette remarque permet d'écrire une formule plus simple pour le calcul :

$$q = \frac{T_1 - T_8}{\frac{R_2}{k_v} \cdot \ln \left(\frac{r_3 \cdot r_5 \cdot R_1}{r_2 \cdot r_4 \cdot r_6} \right)}$$

7°) TEMPERATURE DE LA PARI INTERIEURE DE LA CONDUITE (1/1) (à la sortie) :

Compte tenu des termes négligeables et de q calculé précédemment , on écrit :

$$0,2326 = \frac{540 - T_7}{\frac{1}{22,07 \cdot 10^{-6}} \ln \left(\frac{0,199 \cdot 0,206 \cdot 0,212}{0,193 \cdot 0,20 \cdot 0,207} \right) \cdot 0,239}$$

D'où :

$$T_7 = 323,31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8°) TEMPERATURE , T_e , DE LA VAPEUR A L'ENTREE DE LA CONDUITE (1/1)

La chaleur cédée par la vapeur entre l'entrée et la sortie de la conduite (1/1) est égale aux pertes de chaleur sur toute la longueur de la conduite, ce qui s'écrit :

$$\dot{m}_1 \cdot C_{pm} \cdot \Delta T = q \cdot 2 \pi R_2 \cdot L$$

Avec : \dot{m}_1 = débit masse de la vapeur dans la conduite 1/1

C_{pm} : chaleur spécifique moyenne "

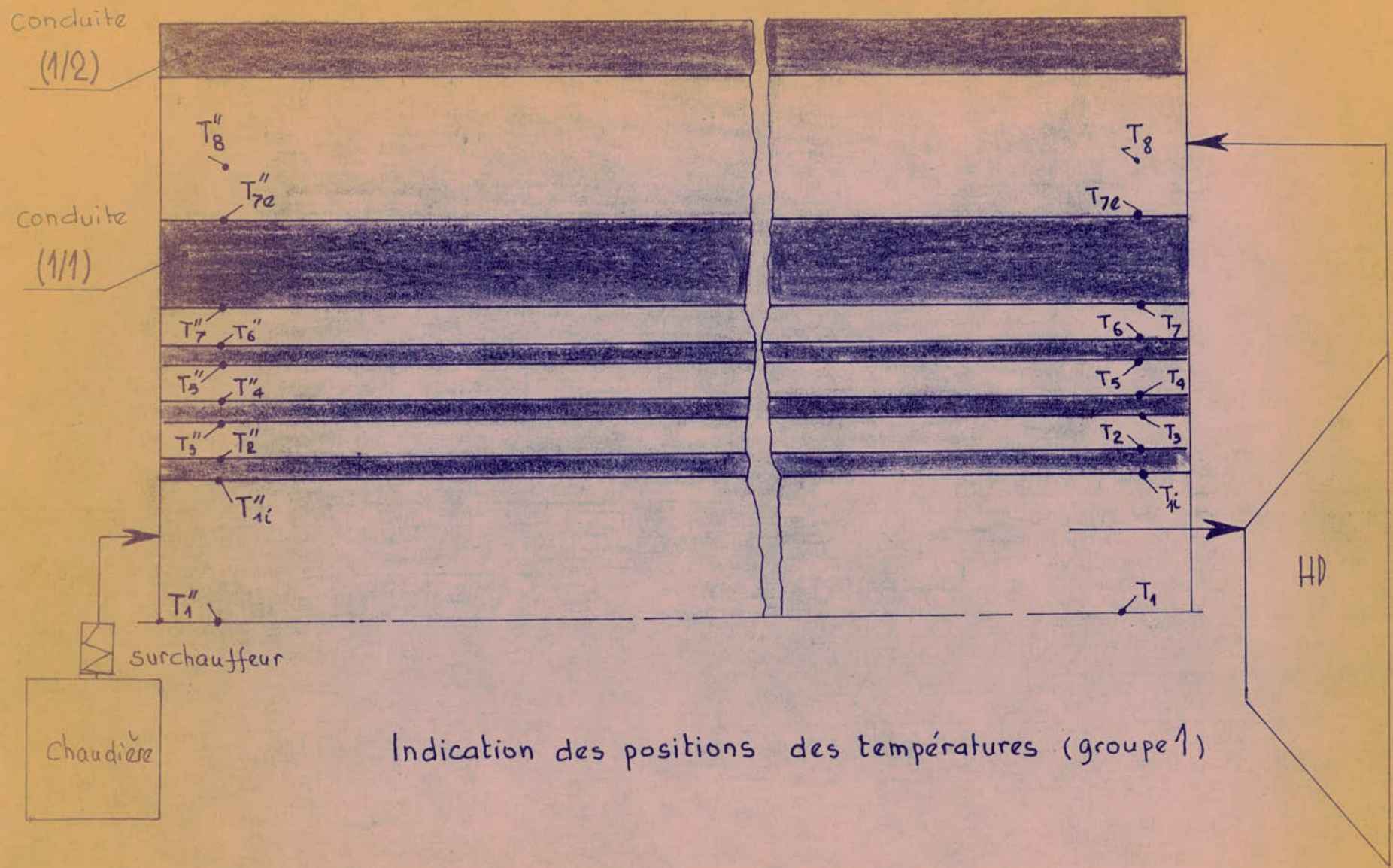
$\Delta T = T_e - T_s$ différence de température entre l'entrée et la sortie

R_2 : rayon de la conduite (1/1) (extérieur)

L : longueur de la conduite

On tire $T_e = \frac{q \cdot 2 \pi \cdot R_2 \cdot L}{\dot{m} \cdot c_{pm}} + T_s$

- Détermination de la chaleur spécifique moyenne C_{pm} -



$$C_{pm} (540^{\circ}\text{C} ; 170 \text{ bars}) = 1,072 \text{ Kcal/Kg.}(\text{ }^{\circ})$$

$$C_{pm} (540^{\circ}\text{C} ; 180 \text{ bars}) = 1,132 \text{ Kcal/Kg.}(\text{ }^{\circ})$$

D'où

$$\underline{\underline{C_{pm} (540^{\circ}\text{C} ; 177,4 \text{ bars}) = 1,116 \text{ Kcal/Kg.}(\text{ }^{\circ})}}$$

On a alors : avec $T_s = 540^{\circ}\text{C}$

$$T_e = \frac{0,2326 \cdot 2 \cdot 0,239 \cdot 100}{244,9 \cdot 1,116} + 540$$

$$\boxed{T_e = 540,16 \text{ }^{\circ}\text{C}} = T_1''$$

On remarque que la perte de température est très faible (négligeable)

9° TEMPERATURE T_s DE LA VAPEUR A LA SORTIE DE LA CONDUITE (1/2) :

La chaleur reçue par la vapeur entre l'entrée et la sortie de la conduite (1/2) est ^{égale} au flux de chaleur ayant traversé la surface du cylindre

à savoir $2\pi \cdot R_2 L$, soit :

$$\dot{m}_2 \cdot C_{pm} \cdot \Delta T = 2\pi \cdot R_2 \cdot L \cdot q$$

Avec : \dot{m}_2 : débit masse de la vapeur dans la conduite (1/2)

C_{pm} : chaleur spécifique moyenne ^{de la vapeur} dans la conduite (1/2)

$\Delta T = T_s - T_e$: différence de températures entre la sortie et l'entrée .

$$\text{On tire } T_s = T_e + \frac{2\pi \cdot R_2 \cdot L \cdot q}{\dot{m}_2 \cdot C_{pm}}$$

- Valeur de la chaleur spécifique moyenne de la vapeur dans la conduite (1/2)

$$C_{pm} (320^{\circ}\text{C} ; 40 \text{ bars}) = 0,723 \text{ Kcal/Kg.}^{\circ}\text{K}$$

$$C_{pm} (340^{\circ}\text{C} ; 40 \text{ bars}) = 0,700 \text{ Kcal/Kg.}^{\circ}\text{K}$$

D'où $C_{pm} (325^{\circ}\text{C} ; 40 \text{ bars}) = 0,717 \text{ Kcal/Kg.}^{\circ}\text{K}$

Valeur qu'on peut prendre pour :

$$\underline{\underline{C_{pm} (325^{\circ}\text{C} ; 39,5 \text{ bars}) = 0,717 \text{ Kcal/Kg.}^{\circ}\text{K}}}$$

On a : $\dot{m}_2 = 108,55 \text{ Kg/s}$

D'où $T_s = 325 + \frac{2 \cdot 0,239 \cdot 100 \cdot 0,2326}{108,55 \cdot 0,717}$

$T_s = 325,45^\circ\text{C} = T_8''$

10) TEMPERATURE A L'ENTREE DE LA CONDUITE (1/1) DE LA PAROI INTERIEURE:

Comme on a suppose que le flux est le même en n'importe quel point de la conduite , on a alors :

$$q = \frac{T_1'' - T_7''}{\frac{R_2}{k_v} \ln\left(\frac{r_3 \cdot r_5 \cdot R_1}{r_4 \cdot r_2 \cdot r_6}\right)}$$

Avec : T_1'' et T_7'' températures a l'entrée et de la paroi intérieure (a l'entrée) de la conduite (1/1)

Avec : $T_1'' = 540,16^\circ\text{C}$

On a : $0,2326 = \frac{540,16 - T_7''}{\frac{0,239}{22,67 \cdot 10^{-6}} \ln\left(\frac{0,199 \cdot 0,206 \cdot 0,212}{0,193 \cdot 0,2 \cdot 0,207}\right)}$

D'où : $T_7'' = 328,47^\circ\text{C}$

Les températures de la paroi intérieure de la conduite (1/1) à l'entrée et à la sortie étant respectivement $328,47^\circ\text{C}$ et $328,31^\circ\text{C}$ et les températures du fluide enveloppant cette conduite étant à l'entrée de $325,45^\circ\text{C}$ et à la sortie de 325°C , DONC les températures de la paroi externe de la conduite (1/1) ne peuvent être que comprises entre $328,31$ et $325,45^\circ\text{C}$. On conclut que la conduite (1/1) se trouve bien dans un milieu où la température est inférieure à la température d'emploi limite (350°C) de l'acier utilisé (15 Mo 3) .

11) CALCUL DU FLUX DE CHALEUR A TRAVERS LA CONDUITE(2/1)

Compte tenu de la formule simplifiée utilisée précédemment et des valeurs numériques suivantes :

$$T_1' = 540 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_8' = 325 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_V' = 15,41 \cdot 10^{-6} \text{ Kcal/m.s.}^\circ\text{K}$$

$$R_1' = 0,409 \text{ m}$$

$$R_2' = 0,417 \text{ m}$$

$$r_2' = 0,390 \text{ m}$$

$$r_3' = 0,396 \text{ m}$$

$$r_4' = 0,397 \text{ m}$$

$$r_5' = 0,403 \text{ m}$$

$$r_6' = 0,404 \text{ m}$$

$$q' = \frac{T_1' - T_8'}{\frac{R_2'}{k_V'} \cdot \ln\left(\frac{r_3' \cdot r_5' \cdot R_1'}{r_2' \cdot r_4' \cdot r_6'}\right)}$$

$$q' = \frac{540 - 325}{\frac{0,417}{15,41 \cdot 10^{-6}} \cdot \ln\left(\frac{0,396 \cdot 0,403 \cdot 0,409}{0,390 \cdot 0,397 \cdot 0,404}\right)}$$

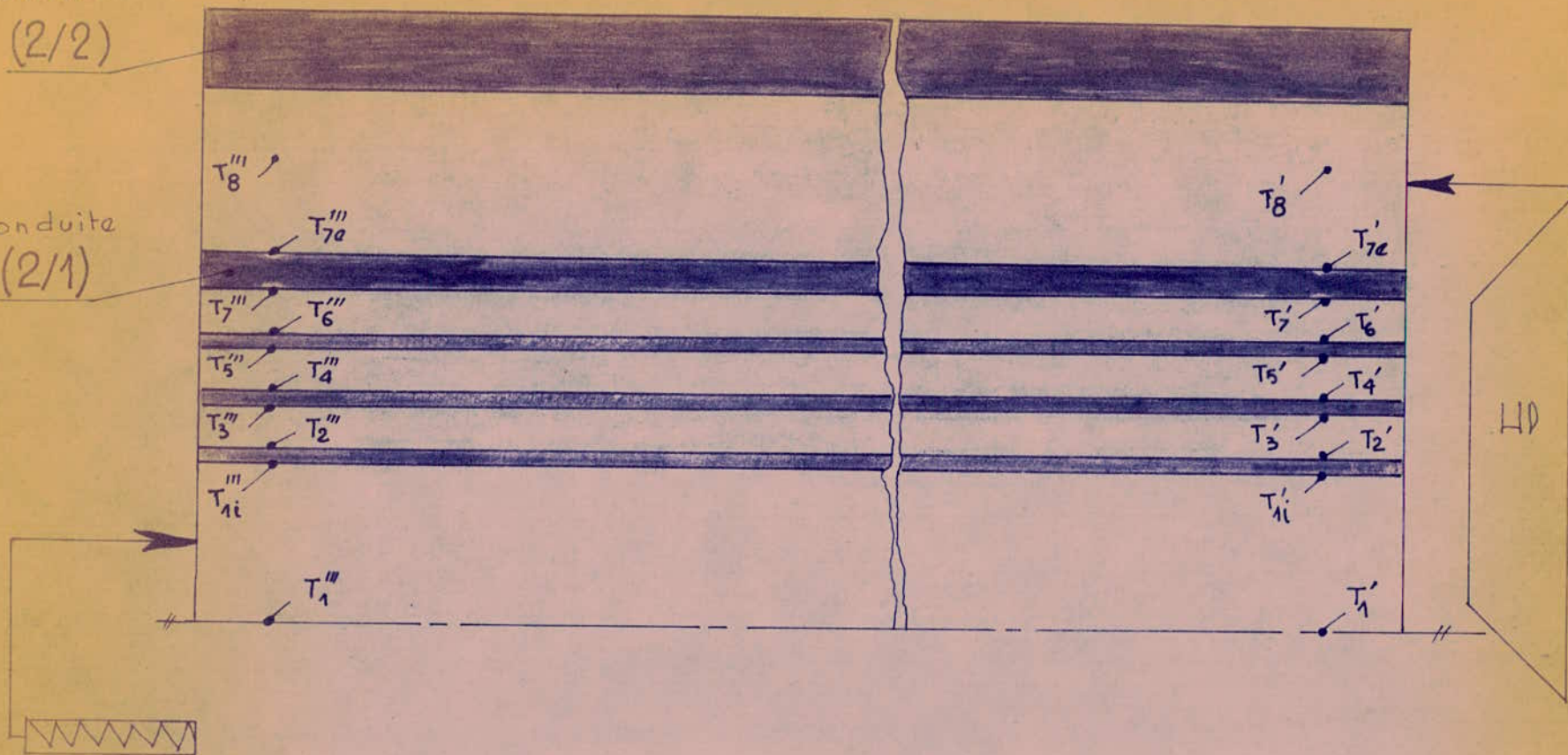
$q' = 0,186 \text{ Kcal/s}$

La chaleur cédée par la vapeur entre l'entrée et la sortie de la conduite (2/1) est égale au flux de chaleur , ce qui s'écrit :

$$\dot{m} C_{pm}' \cdot \Delta T = q' \cdot 2\pi \cdot R_2' \cdot L'$$

Conduite
(2/2)

Conduite
(2/1)



resurchauffeur

Indication des positions des températures (groupe 2)

Avec : $\dot{m}'_1 = 216,11 \text{ Kg/s}$

$$\Delta T = T_c - T_s$$

$$L' = 100 \text{ m}$$

- Chaleur spécifique moyenne C'_{pm} de la vapeur à 35,5 bars et 540°C

$$C'_{pm} (540^\circ\text{C} ; 30 \text{ bars}) = 0,58 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

$$C'_{pm} (540^\circ\text{C} ; 40 \text{ bars}) = 0,607 \text{ "}$$

Par interpolation :

$$C'_{pm} (540^\circ\text{C} ; 35,5 \text{ bars}) = 0,601 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

Donc :

$$\underline{\underline{C'_{pm} = 0,601 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}}}$$

$$T_c = T_s + \frac{q' \cdot 2\pi \cdot R'_2 \cdot L'}{\dot{m}'_1 \cdot C_{pm}}$$

$$T_c = 540 + \frac{0,186 \cdot 2\pi \cdot 0,417 \cdot 100}{216,11 \cdot 0,601}$$

$$\boxed{T_c = 540,38 \text{ }^\circ\text{C}} = T''_1$$

La chaleur reçue par la vapeur de la conduite (2/2) est égale au flux de chaleur q' , ce qui s'écrit :

$$\dot{m}'_2 \cdot C_{pm} \cdot \Delta T = q' \cdot 2\pi R'_2 \cdot L'$$

Avec : $\dot{m}'_2 = 108,55 \text{ Kg/s}$

$$C_{pm} = 0,717 \text{ Kcal/Kg.}^\circ\text{K}$$

$$\Delta T = T_s - T_c$$

$$L' = 100 \text{ m}$$

$$q' = 0,186 \text{ Kcal/s}$$

D'où :

$$T_s = T_c + \frac{q' \cdot 2\pi R'_2 \cdot L'}{\dot{m}'_2 \cdot C_{pm}}$$

$$T_s = 325 + \frac{0,186 \cdot 2\pi \cdot 0,417 \cdot 100}{108,55 \cdot 0,717}$$

$$T_s = 325,63 \text{ } ^\circ\text{C} = T_8''$$

TEMPERATURE DE LA PARI INTERIEURE (à la sortie) DE LA CONDUITE (2/1)

Toujours avec la formule simplifiée, on écrit :

$$0,186 = \frac{540 - T_7''}{\frac{0,417}{15,41 \cdot 10^{-6}} \cdot \ln\left(\frac{0,396 \cdot 0,403 \cdot 0,409}{0,390 \cdot 0,397 \cdot 0,404}\right)}$$

D'où : $T_7'' = 325,74 \text{ } ^\circ\text{C}$

12) TEMPERATURE DE LA PARI INTERIEURE (à l'entrée) DE LA CONDUITE (2/1)

Le flux étant supposé le même partout , on écrit :

$$q' = \frac{T_1''' - T_7'''}{\frac{R_2'}{k_V'} \cdot \ln\left(\frac{r_3' \cdot r_5' \cdot R_1'}{r_4' \cdot r_2' \cdot r_6'}\right)}$$

$$0,186 = \frac{540,38 - T_7'''}{\frac{0,417}{15,41 \cdot 10^{-6}} \cdot \ln\left(\frac{0,396 \cdot 0,403 \cdot 0,409}{0,390 \cdot 0,397 \cdot 0,404}\right)}$$

D'où : $T_7''' = 326,13 \text{ } ^\circ\text{C}$

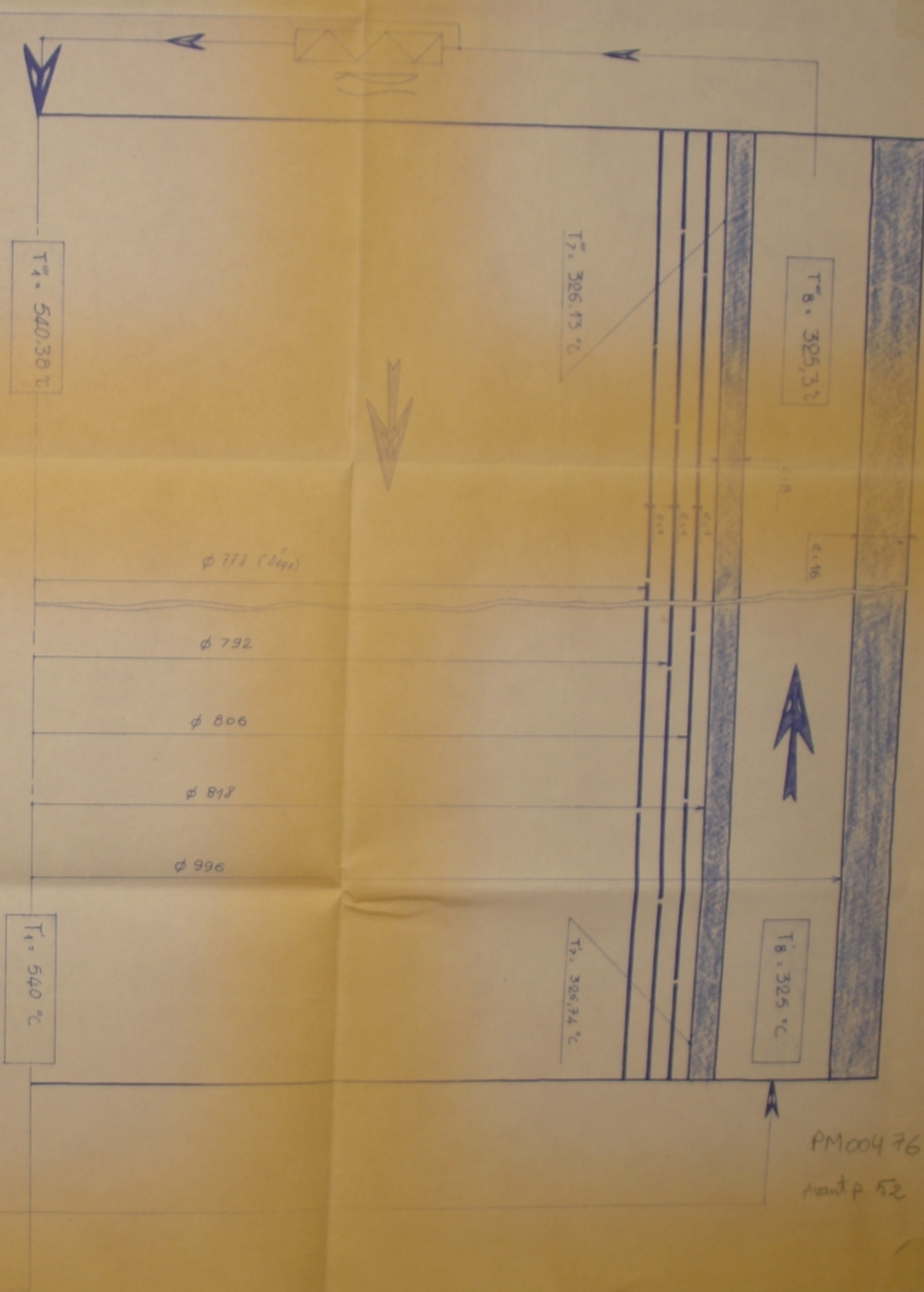
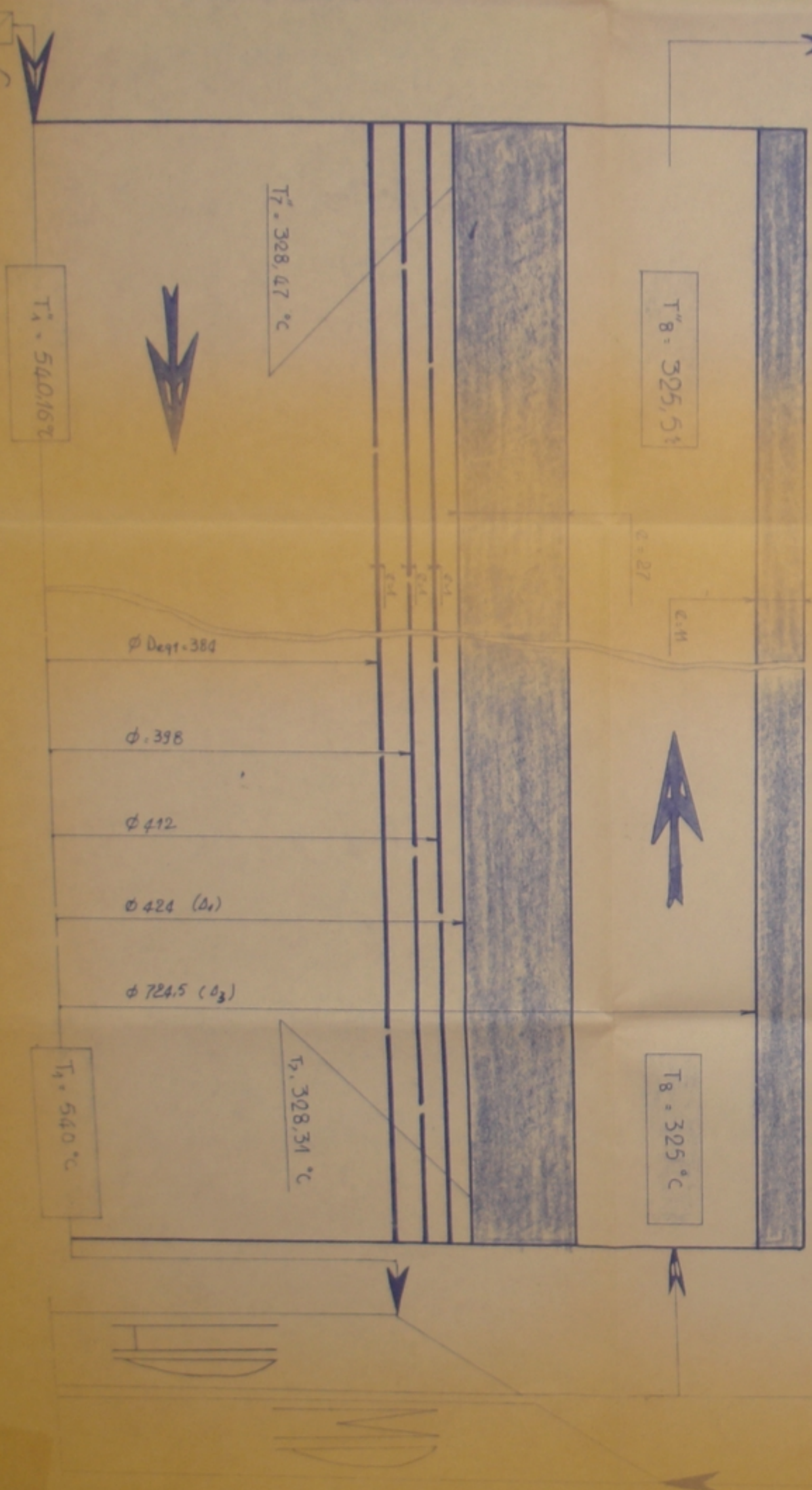
Les températures de la paroi intérieure de la conduite (2/1) à l'entrée et à la sortie étant respectivement 326,13°C et 325,74°C et les températures du fluide enveloppant cette conduite étant à l'entrée de 325,63°C et à la sortie de 325°C , donc les températures de la paroi externe de la conduite (2/1) ne peuvent être que comprises entre 326,13°C et 325°C .

On conclut que la conduite (2/1) se trouve dans un milieu où la température est inférieure à la température limite d'emploi (350°C) de l'acier utilisé (le Mo 3) .

CONCLUSION :

Toutes les températures de paroi des conduites utilisées dans la nouvelle conception sont inférieures aux températures limites d'emploi.

Les aciers utilisés conviennent donc parfaitement . Ceci nous permet , par conséquent , d'adopter les dimensions calculées dans la partie précédente et établir finalement le coût de la nouvelle installation et le comparer avec celui de l'ancienne- d'un point de vue quantité de matière - .



PM00476
 sheet P 52

COMPARAISON DES COUTS DES INSTALLATIONS
+++++

1°) SOMME DES MASSES DES DIFFERENTES CONDUITES DE L'ANCIENNE INSTALLATION:

a-Acier X 20 CrMoW 121 :

$$A = 47626,3 + 8383,8 + 77581,5 = 133591,6 \text{ Kg}$$

Cette masse est celle réellement employée . Si on considère la masse "logique", on aurait :

$$A' = 47626,3 + 8383,8 + 45124,4 = 101134,5 \text{ Kg}$$

$$A = 133591,6 \text{ Kg}$$

$$A' = 101134,5 \text{ Kg}$$

b-Acier 15 Mo 3 :

$$B = 27553,5 \text{ Kg}$$

2°) SOMME DES MASSES DES DIFFERENTES CONDUITES ET DES CAGES DE LA NOUVELLE INSTALLATION :

On calcule d'abord les masses des cages ; Vu que celles-ci ne sont soumises à aucune pression ,on prendra alors les 2° et 3° cages en 15 Mo 3 . La 1° cage , seule , en X 20 CrMoVW 121 du fait qu'elle est en contact avec la vapeur . A titre indicatif ,la 2° cage se trouve à environ 440°C et la 3° cage à environ 380°C .

-Cages de la conduite (1/1) :

× 1° cage (en X 20 CrMoVW 121) :

$$m_1 = \rho \cdot \pi \cdot L (D_i + e) \cdot e$$

$$m_1 = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot 100(384 + 1) \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-3}$$

$$m_1 = 949,5 \text{ Kg}$$

× 2° Cage (15 Mo 3) :

$$m_2 = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot 100(0,398 + 0,001) \cdot 0,001$$

$$m_2 = 984 \text{ Kg}$$

× 3° Cage (15 Mo 3) :

$$m_3 = 7,85 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot 100(0,412 + 0,001) \cdot 0,001$$

$$m_3 = 1018,52 \text{ Kg}$$

- Cages de la conduite (2/1) :

× 1° Cage (en X 20 CrMoVW 121) :

$$m_1^! = 7,85 \cdot \pi \cdot 100(0,778 + 0,001) \cdot 0,001$$

$$m_1^! = 1921,13 \text{ Kg}$$

× 2° Cage (en 15 Mo 3) :

$$m_2^! = 7,85 \cdot \pi \cdot 100(0,792 + 0,001) \cdot 0,001$$

$$m_2^! = 1955,66 \text{ Kg}$$

× 3° Cage (en 15 Mo 3) :

$$m_3^! = 7,85 \cdot \pi \cdot 100(0,806 + 0,001) \cdot 0,001$$

$$m_3^! = 1990,10 \text{ Kg}$$

a- Masse de l'acier X 20 CrMoVW 121 :

$$A_n = 949,5 + 1921,13$$

$$A_n = 2870,63 \text{ Kg}$$

b- Masse de l'acier 15 Mo 3 :

$$B_n = 30030,3 + 19952,4 + 16296,3 + 39931,9 + 984 + \\ + 1018,52 + 1955,66 + 1990,18$$

$$B_n = 112159,26 \text{ Kg}$$

On ne connaît pas les prix actuels des aciers utilisés , mais l'on connaît les prix relatifs : si l'acier "15Mo3" coûte 10 (coefficient) l'acier "X20CrMoVW121" coûtera 70 (coefficient) .

Les prix seront donc :

* ANCIENNE INSTALLATION :

- Acier "15Mo3" :

B = 27553,5 Kg soit un prix :

$$P_B = 27553,5 \cdot 10$$

$$P_B = 275535 \text{ (en monnaie considérée)}$$

- Acier "X20CrMoVW121" :

A = 133591,6 Kg

A' = 101134,5 Kg soit des prix respectifs :

$$P_A = 133591,6 \cdot 70$$

$$P_A = 9351412 \text{ (en monnaie considérée)}$$

$$P_{A'} = 7079415 \text{ " " "}$$

D'où le prix total (de point de vue matière) de l'ancienne installation :

$$P = P_B + P_A \quad \text{et} \quad P' = P_B + P_{A'}$$

$$P = 9626947 \text{ (en monnaie considérée)}$$

$$P' = 7354950 \text{ " " "}$$

* NOUVELLE INSTALLATION

- Acier "15 Mo 3"

Bn = 112159,2 Kg ce qui entraîne :

$$P_{Bn} = 1121592 \text{ (en monnaie considérée)}$$

- Acier " X 20 Cr Mo V W 121 "

An = 2870,6 Kg ce qui entraîne :

$$P_{An} = 200942 \text{ (en monnaie considérée)}$$

D'où le prix total (de point de vue matière) de la nouvelle installation

$$P_2 = P_{Bn} + P_{An}$$

$$P_2 = 1322534 \text{ (en monnaie considérée)}$$

XX COMPARAISON DES PRIX : (de point de vue matière)

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{9626947}{1322534} = a$$

$a = 7$

$$a' = \frac{P_1'}{P_2} = 5,5$$

On conclut que le prix de l'ancienne installation de point de vue matière est 7 fois (resp. 5,5 fois) plus grand que le prix de la nouvelle .

Tableau général de récapitulation

ANCIENNE INSTALLATION											NOUVELLE INSTALLATION										
N	Pi (Bars)	Pe (Bars)	T (°C)	σa (kg/mm²)	Acier	L (m)	Di (mm)	e (mm)	D	M (kg)	M (kg)	D	e (mm)	Di (mm)	L (m)	Acier	σa (kg/mm²)	T (°C)	Pe (Bars)	Pi (Bars)	N
2	177,4	1	540	6,5	X20CrMoWV121	2.100	250	34	3333841	47626,3	30030,3	300303	27	424	100	15Mo3	13	540	39,5	177,4	1
1	177,4	1	540	6,5	X20CrMoWV121	100	150	20	586866	8383,8	19952,4	199524	11	724,5	100	15Mo3	13	325	1	39,5	1
1	39,5	1	325	13	15Mo3	130	770	11	275535	27553,5	16296,3	162963	8	818	100	15Mo3	13	540	39,5	35,5	1
2	35,5	1	540	6,5	X20CrMoWV121	2.125	550	22	5430705 3158708	77581,5 45124,4	39931,9	399319	16	996	100	15Mo3	13	325	1	39,5	1
											949,5	66465	1	384	100	X20CrMoWV121	6,5	540	177,4	177,4	1
											984,0	9840	1	398	100	15Mo3	13	= 325	177,4	177,4	1
											1018,5	10185	1	412	100	15Mo3	13	= 325	177,4	177,4	1
											1021,1	134477	1	778	100	X20CrMoWV121	6,5	540	35,5	35,5	1
											1055,6	19556	1	792	100	15Mo3	13	= 325	35,5	35,5	1
											1090,2	19902	1	806	100	15Mo3	13	= 325	35,5	35,5	1
TOTAUX:										9626947		1335591,6 101134,5		2870,6	1322534						
											7354950		27553,5		112159,2						

Prix (ancienne inst) / Prix (nouvelle inst) = 7

PM00476
Avant p.56

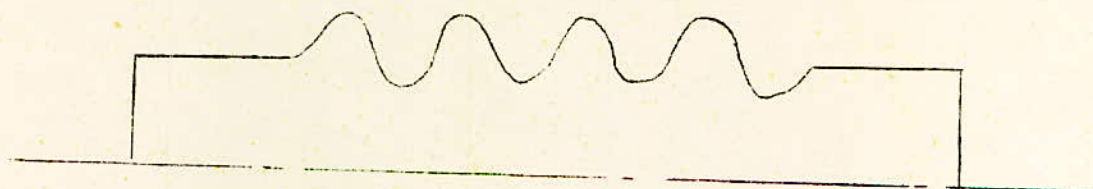
TOTAUX:

AVANT-PROJET D'ETUDE TECHNOLOGIQUE
=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=+=

L'étude de cette partie se fera d'une façon sommaire.

On essaiera de présenter quelques solutions et suggestions dont l'adaptation dépendra de la situation générale .

L'un des problèmes fondamentaux, comme dans toutes les installations où il y a une assez haute température , est de la dilatation (axiale et radiale). Les conduites étant rectilignes , on ne peut annuler l'effet de dilatation par des formes en " S ", même placées aux extrémités des tubes parce qu'on a de gros diamètres. De même la pression étant importante , on ne peut employer des éléments compensateurs en tubes ondulés (faible épaisseur).



élément compensateur

1°) DISPOSITION DES CAGES :

La première cage étant directement en contact avec la vapeur mobile qui peut contenir et par son action sur les parois , il y a abrasion . Pour pallier à cet effet , on augmente l'épaisseur à 1,5 mm.

Les cages seront montées par emboîtement comme l'indique le schéma 1' . Ce mode de montage permet une dilatation libre et aussi résorbe la différence de dilatation avec la conduite intérieure .

Il n'est pas nécessaire de prévoir une étanchéité aux emboîtements puisque les cages sont elles mêmes trouées.

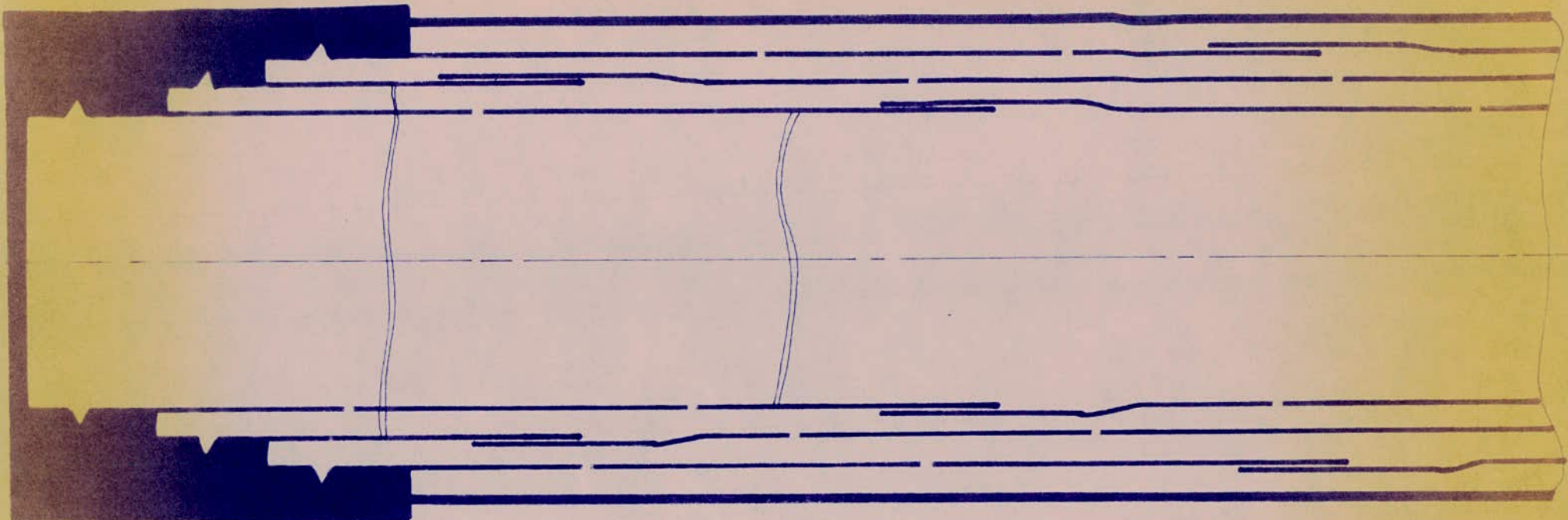
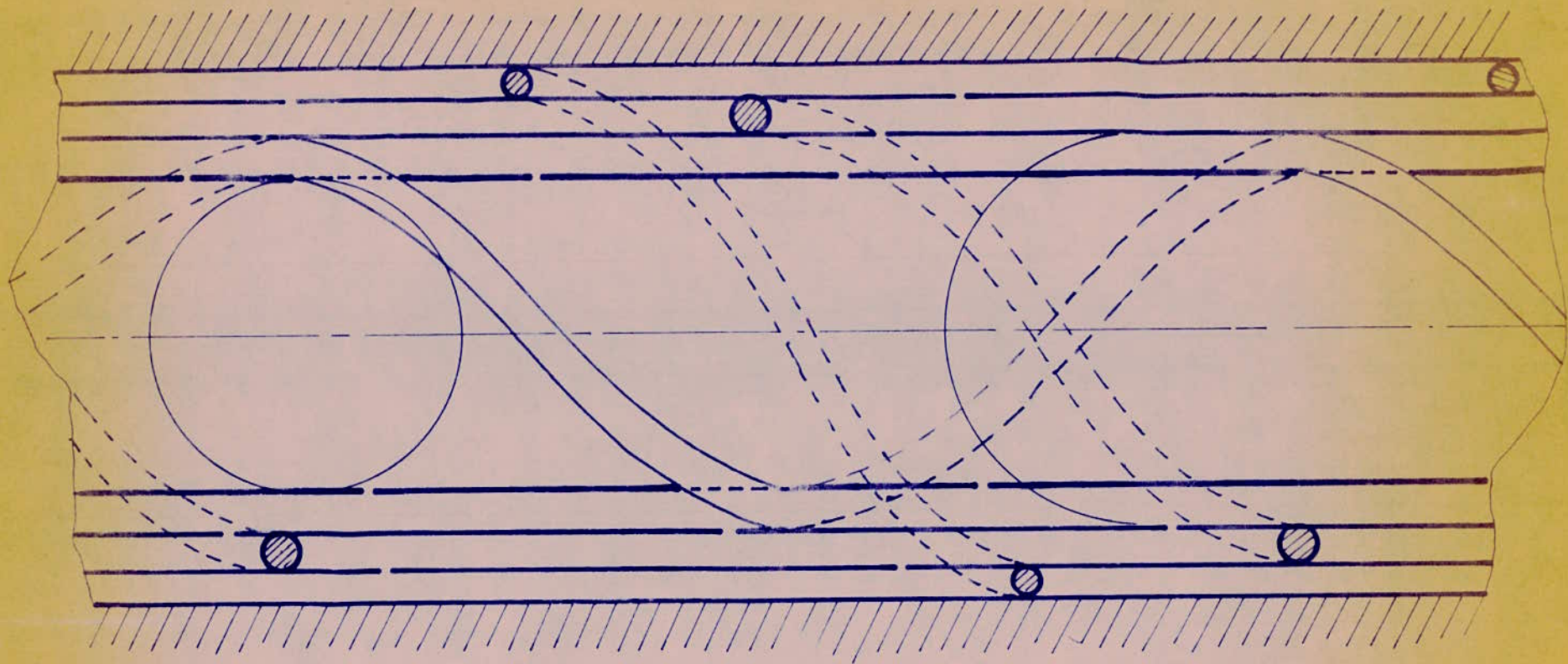


schéma 1^{er} Emboîtement et mandrinage des cages .



Shéma 1 : Support des cages (fil, en acier de même nature que la cage supportée, enroulé hélicoïdalement).

Pour éviter la flexion des cages sous leur poids, on prévoit des appuis réalisés par un enroulement hélicoïdal d'un fil cylindrique (pont de chaleur réduit) de diamètre égal à l'espace entre-cages (resp. entre-cage-conduite) schéma 1 . Le premier tronçon de chaque cage sera fixe à la sortie du générateur de vapeur . la fixation des cages se fera par mandrinage . Schéma 1'

2°) DISPOSITION DES CONDUITES :

Le raccordement des tronçons de conduites par joint ne convient pas (pont de chaleur important et pertes de charges importantes aussi)

On opte pour la soudure sur toute la longueur de la conduite . Pour la résorption de la dilatation, plusieurs solutions peuvent être envisagées:

a)- Prendre un point fixe au milieu et laisser libre les deux extrémités avec système d'étanchéité sur les deux bouts (fuites)

b)- Prendre le point fixe à l'entrée de la turbine ou à la sortie du générateur de vapeur. Si on considère ce dernier cas , la conduite sera disposée , à l'entrée de la turbine, comme l'indique le schéma 2 .

La disposition du tronçon prolongeant la conduite (./1) et pénétrant dans celle-ci se justifie par le fait qu'il y a un effort de pression assez important exercé sur la section qu'on pourrait annuler. Si on inverse l'interpénétration , il y aura risque de flambage dans la conduite .

La conduite (./2) baigne dans un milieu à température inférieure à celle du milieu de la conduite (./1) et du fait du décalage dans la courbe de dilatation en fonction du temps , alors elle sera libre par rapport à la conduite (./1). La disposition sera comme l'indique le schéma L'extrémité -entrée résurchauffeur- sera fixe.

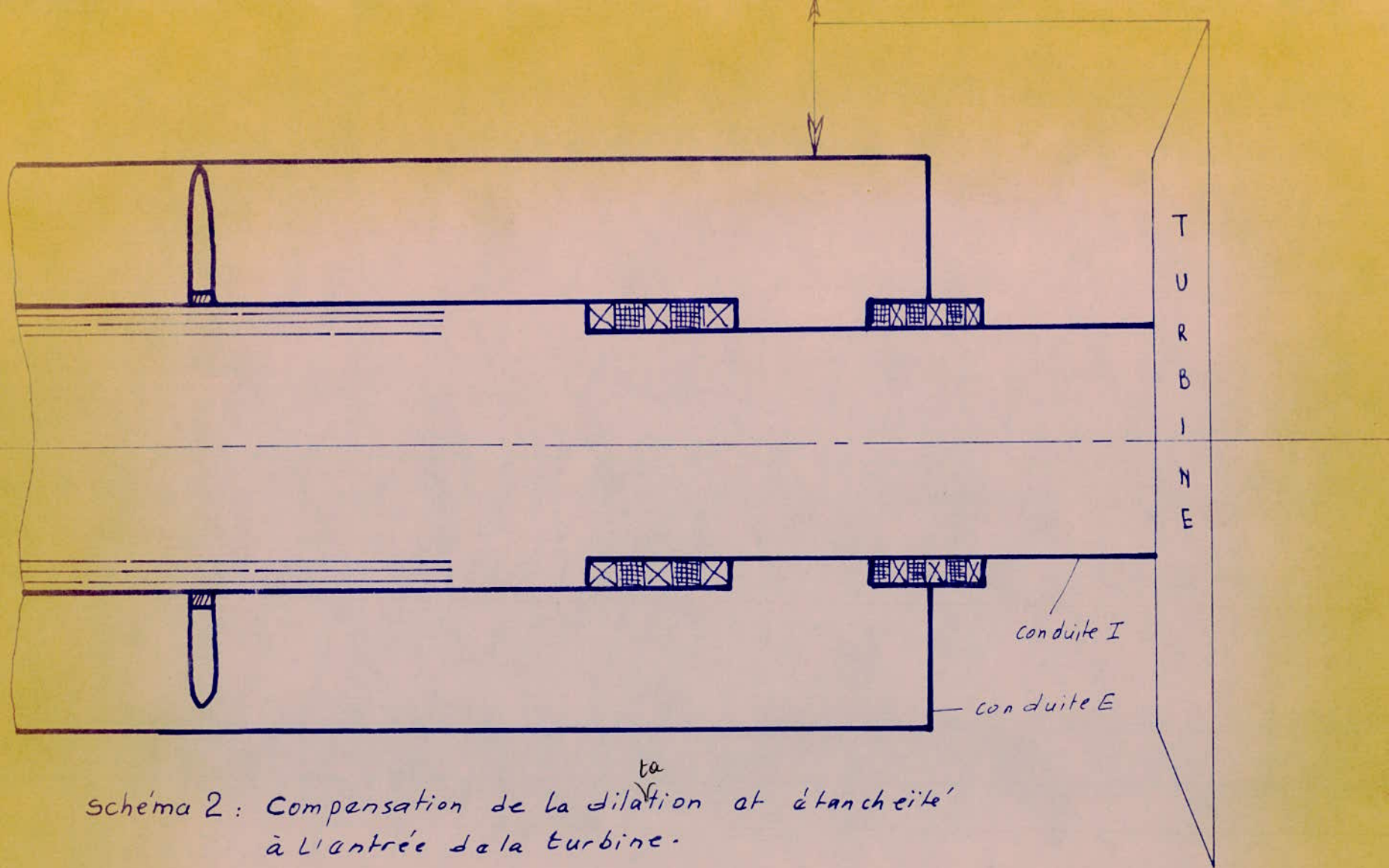
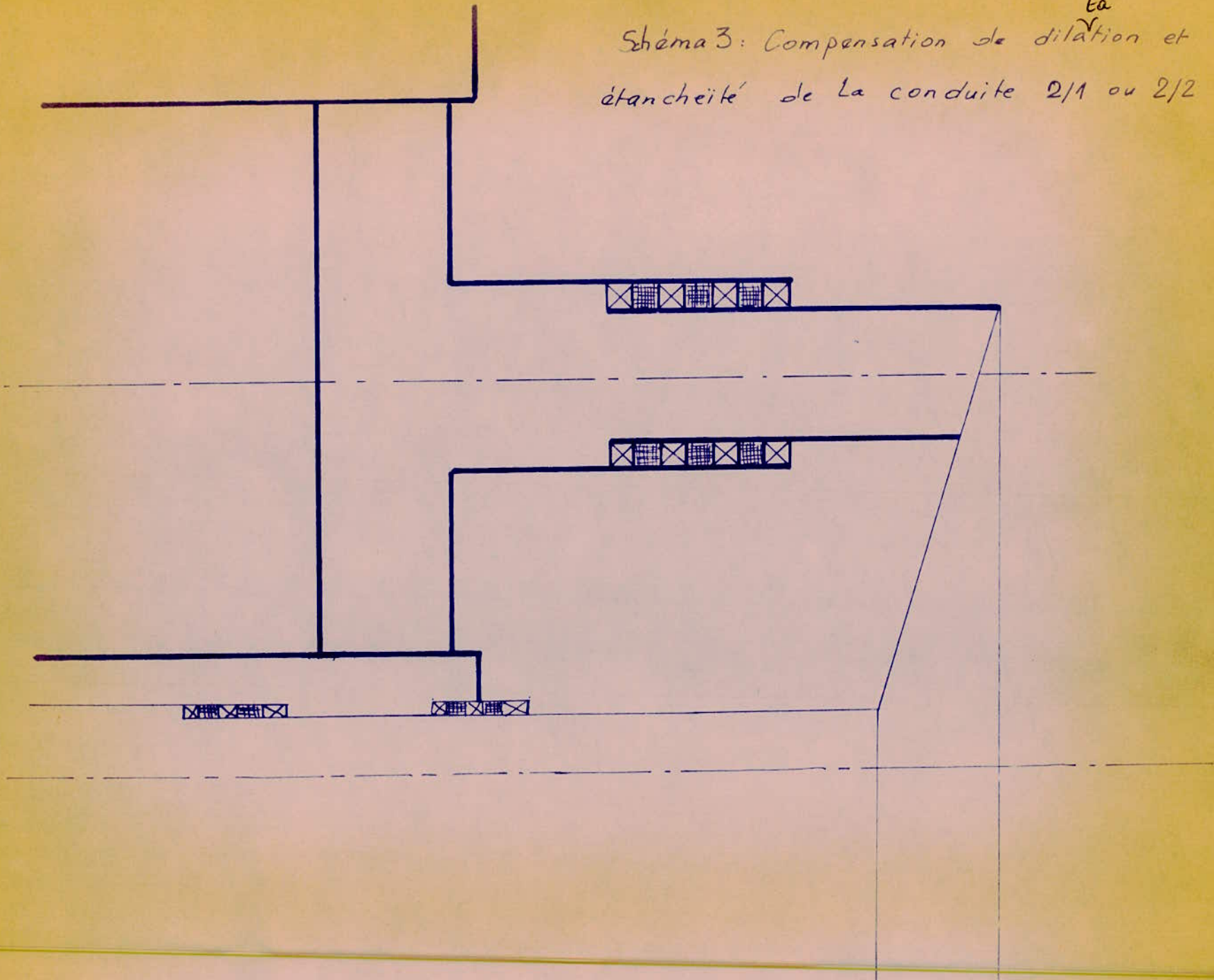


schéma 2 : Compensation de la ^{la} dilatation et d'étanchéité
à l'entrée de la turbine.

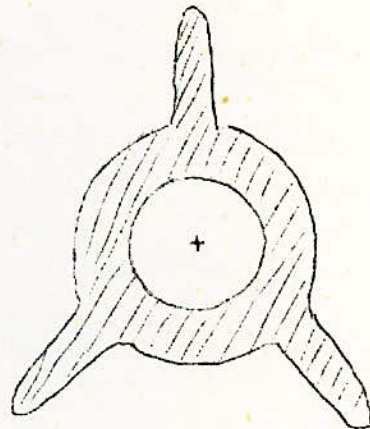
Schéma 3: Compensation de dilatation et étanchéité de la conduite 2/1 ou 2/2 ^{La}



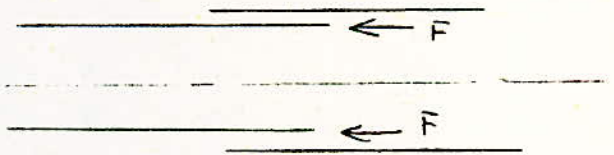
La dilatation des conduites (.2) aura des répercussions sur le tronçon reliant la sortie de la turbine H.P à ceux-ci ; pour annuler ces effets on prévoit le montage indiqué sur le schéma 3.

- L'étanchéité sera assurée par labyrinthes pour les parties se trouvant à l'intérieur de la conduite (.2) et par labyrinthes aussi pour les parties se trouvant à l'extérieur de la conduite (.2)

Pièce fixée sur la conduite (.1) soutenant la conduite (2/.)



disposition des conduites intérieures à rejeter car l'effort F fera flamber la conduite (longue de 100m)



A.N: (1/1) indique la conduite (1/1) ou (2/1) suivant le cas considéré
(.2) indique la conduite (1/2) ou (2/2) suivant le cas considéré.

CONCLUSION :

La conception technologique nécessite une étude théorique approfondie , pour la rendre pratique , des expériences sur des longueurs réduites durant au moins 100.000 heures sont plus que nécessaires .

A notre avis cette partie peut faire à elle seule un autre sujet de projet de fin d'étude . Nous avons posé certains problèmes et ébauché des solutions qui seront - nous l'espérons - utiles. Dans ce but , nous avons donné en annexe plusieurs renseignements sur les aciers utilisés .

Pour maîtriser le phénomène de dilataion il serait très utile de tracer les ^{courbes} d'évolution de toutes les pièces entrant en jeu .

Nous avons vu que sur la quantité d'acier on avait une grande économie (un rapport de 7) . Ce qu'il faudra voir - car la partie technologique pourra occasionner de grandes dépenses (dépenses supérieures à celles faites sur la quantité de matière) - c'est le prix total de l'ensemble monté .

(7-7) N N E X E

CARACTERISTIQUES MECANQUES DE L'ACIER UTILISE

15 Mo 3

- La composition chimique de l'acier est donnée au tableau A 6
- La conductibilité thermique est donnée au tableau A 1
- Les variations approximatives du coefficient de dilatation en fonction de la température sont données au tableau A 2
- Les variations approximatives du module E d'élasticité en fonction de la température sont données au tableau A 3
- La contrainte à la traction et la limite élastique en fonction de la température sont données au tableau A 7

TRAITEMENT THERMIQUE ET USINAGE :

Le " 15 Mo 3 " peut être travaillé à chaud sans difficulté entre 1100 et 850°C. Si la température de la déformation finale est comprise entre 1100 et 950 °C, l'acier doit être soumis à un recuit. Il convient pour le soudage au gaz , le soudage à l'arc électrique et le soudage par fusion.

En général, il n'est pas nécessaire de faire suivre d'un traitement thermique le soudage de cet acier de faible épaisseur de paroi. Il est recommandé de procéder à un recuit dans le cas de grandes épaisseurs (supérieures à 15 mm)

- Renseignements sur le travail à chaud et le traitement thermique pour tubes sans soudure.

Les pièces doivent atteindre les températures indiquées ^{ci-dessous} sur toute la section. Lorsque cette condition est satisfaite , un maintien à ces températures n'est pas nécessaire pour le recuit normal et la trempe.

Pour le recuit et le revenu après soudage les températures indiquées doivent être maintenues pendant 15 minutes environ, la durée de recuit étant calculée à partir du moment où est atteinte la limite inférieure de la fourchette de températures indiquée.

formage à chaud °C	recuit normal °C	recuit après soudage °C
entre 1100 et 850	910 à 940	660 à 700

température en °C	20	100	200	300	400	500	600
Acier 15Mo3 (DIN17006)	42,5	41,5	39,5	37,5	35	32,5	30
Acier X20CrMoV121 (17240)	ε constante ε 23						

A1: conductibilité thermique des aciers en $\text{Kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ en fonction de la température. (1)

température en °C	100	200	300	400	500	600
$\alpha \cdot 10^{-6} \text{ m/m} \cdot ^\circ\text{C}$ entre 20°C	11,1	12,1	12,9	13,5	13,9	14,1

A2: variations approximatives du coefficient α de dilatation des aciers, en fonction de la température. (2)

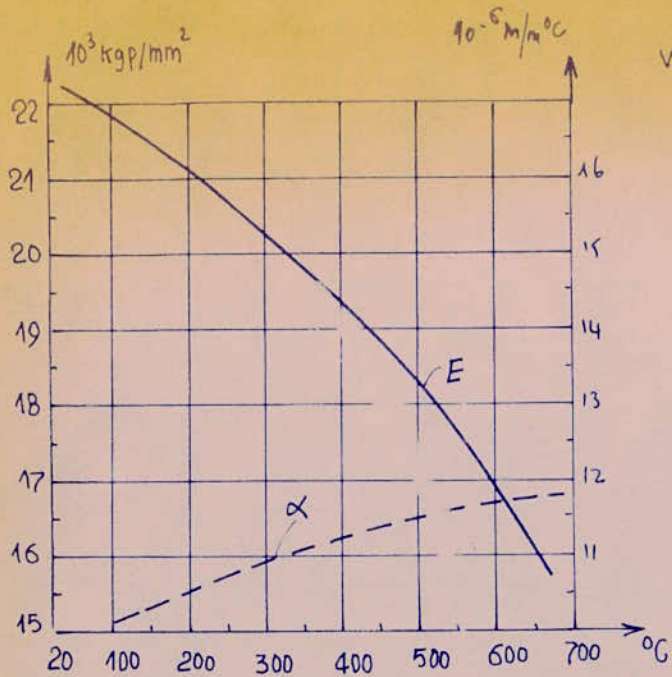
température en °C	20	300	400	500	600
$E \cdot 10^2 (\text{kg/mm}^2)$	210	185	175	165	155

A3: variations approximatives du module E d'élasticité des aciers, en fonction de la température. (3)

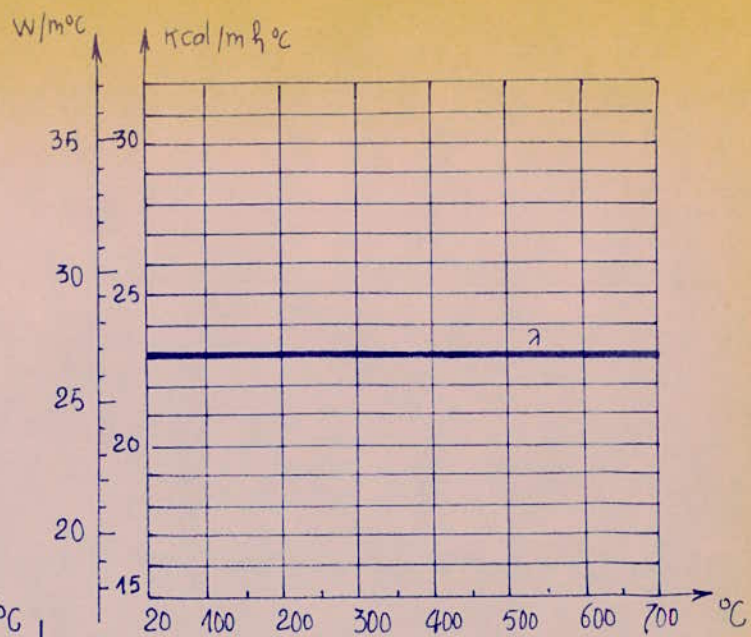
(1) Renseignements donnés par B.B.C

(2) " " " " voir A4 pour l'acier X20CrMoV121

(3) " " " " " " " "

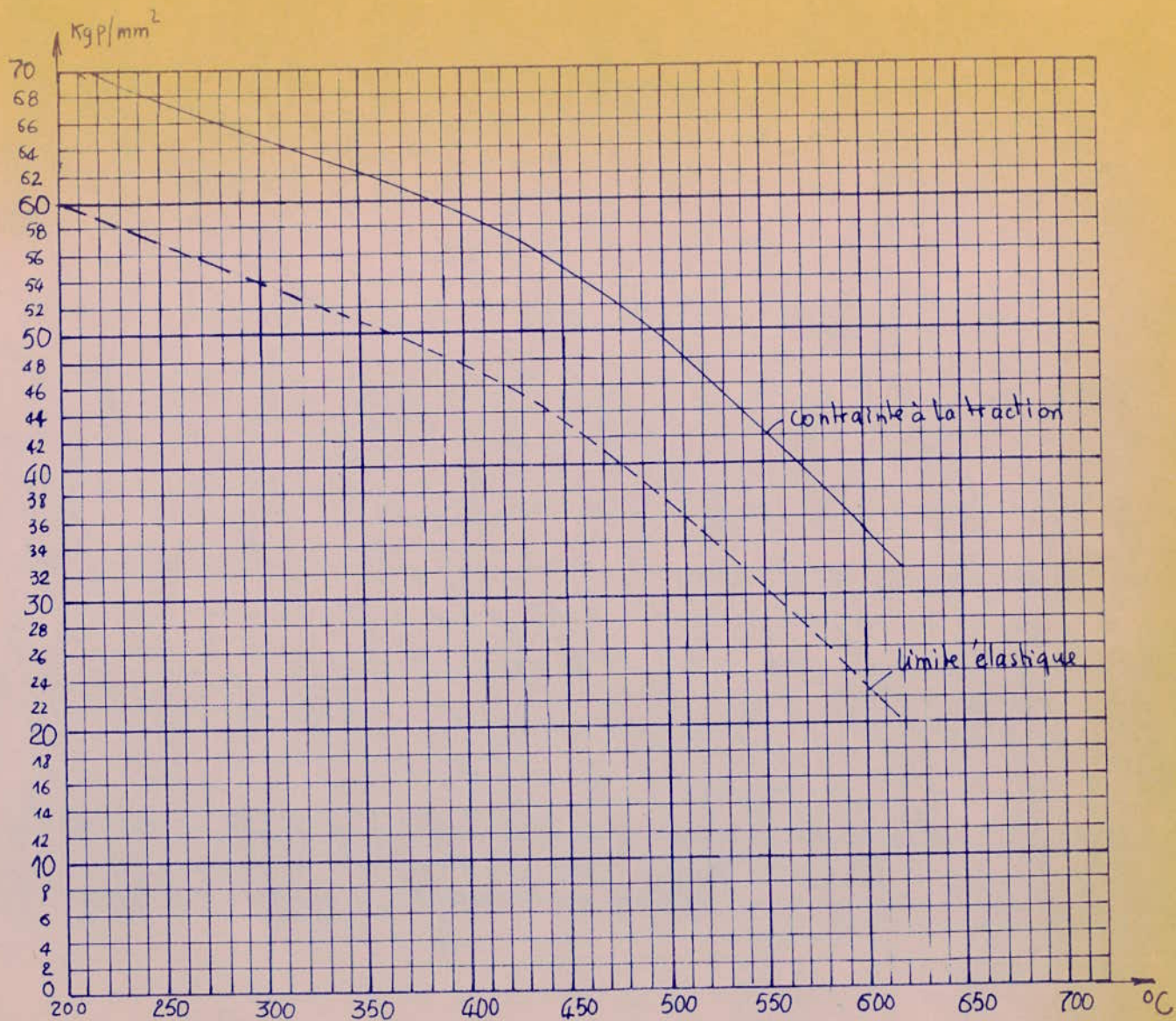


Variation du module d'élasticité E (trait plein) et du coefficient de dilatation thermique α (trait discontinu) en fonction de la température de l'acier X20CrMoV121



Variation du coefficient de conductibilité thermique λ en fonction de la température de l'acier X20CrMoV121

A4



A5: Variation de la limite élastique et de la contrainte à la traction en fonction de la température de l'acier X20CrMoV121.

Eléments		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V	W	Nb
Symbole	Normalisation	%										
15Mo3	Din 17006	0,12 ÷ 0,20	0,15 ÷ 0,35	0,50 ÷ 0,80	0,040	0,040	-	0,25 ÷ 0,35	-	-	-	-
X20CrMoVW121	Din 17240	0,17 ÷ 0,23	0,10 ÷ 0,50	0,3 ÷ 0,8	max 0,035	max 0,035	11 ÷ 12,5	0,8 ÷ 1,2	0,3 ÷ 0,8	0,25 ÷ 0,35	max 0,6	max 0,05

A6: Composition chimique des aciers 15Mo3 et X20CrMoVW121 d'après B.B.C

A7: contrainte à la traction σ_B et limite élastique σ_S en fonction de la température.

température °C		20	100	200	300	400	450	500	550	600	650
Contrainte à la traction σ_B (1) kg/mm^2	15Mo3	45 ÷ 60									
	X20CrMoVW121	80	76	71	65	59	55	50	43	35	-
Limite élastique σ_S (1) kg/mm^2	15Mo3	29		26	21	18	17	15			
	X20CrMoVW121	70	65	60	54	48	43	38	31	23	-

(1) renseignements fournis par B.B.C. voir A5.

Pression (atm)	20	40	150	200
température (°C)	$\lambda \cdot 10^3$ (kcal/mh°)	$\lambda \cdot 10^3$ (kcal/mh°)	$\lambda \cdot 10^3$ (kcal/mh°)	$\lambda \cdot 10^3$ (kcal/mh°)
350	45,8	47,8	75,3	-
400	50,7	52,5	69,2	82,5
450	55,9	57,7	71,2	81,3
500	61,7	63,4	75,4	83,1
550	67,4	69,1	82,2	86,8
600	73,5	75,0	85,6	91,8

Tableau.I : Conductibilité (coefficient) thermique de la vapeur d'eau : λ

Pression (atmosphère)	35	40	170	180
Température (°C)	ρ (kg/m ³)	ρ (kg/m ³)	ρ (kg/m ³)	ρ (kg/m ³)
300	14,290	16,606	729,29	731,10
320	13,617	15,778	683,99	686,34
340	13,029	15,069	621,89	626,57
350	12,760	14,745	574,05	583,77
360	12,505	14,436	99,404	116,01
380	12,028	13,866	83,195	92,336
400	11,596	13,351	74,349	81,235
420	11,202	12,882	68,306	74,019
440	10,837	12,453	63,735	68,776
450	10,664	12,252	61,805	66,534
460	10,499	12,058	60,060	64,558
480	10,183	11,689	57,013	61,125
500	9,8912	11,343	54,377	58,207
520	9,6246	11,020	52,110	55,679
540	9,3545	10,718	50,050	53,447
550	9,2336	10,574	49,140	52,411
560	9,1075	10,434	48,239	51,440
580	8,8731	10,168	46,598	49,652
600	8,6655	9,9206	45,086	48,008

Tableau. II

Masse volumique ρ de la vapeur d'eau

Tableau III : Chaleurs spécifiques de la Vapeur d'eau C_p et C_v

Pression	30 atmosphères		40 atmosphères		170 atmosphères		180 atmosphères	
	C_p kcal/°kg	C_v kcal/°kg	C_p kcal/°kg	C_v kcal/°kg	C_p kcal/°kg	C_v kcal/°kg	C_p kcal/°kg	C_v kcal/°kg
300	0,610	0,431	0,681	0,458	-	-	-	-
320	0,587	0,423	0,638	0,444	-	-	-	-
340	0,572	0,417	0,609	0,433	-	-	-	-
360	0,562	0,413	0,592	0,427	2,335	-	-	-
380	0,555	0,411	0,580	0,423	1,431	0,680	1,623	0,764
400	0,549	0,410	0,570	0,420	1,126	0,612	1,217	0,660
420	0,545	0,410	0,563	0,418	0,965	0,559	1,020	0,590
440	0,543	0,411	0,558	0,418	0,866	0,531	0,904	0,554
460	0,541	0,411	0,554	0,417	0,811	0,512	0,840	0,529
480	0,539	0,412	0,551	0,417	0,762	0,498	0,784	0,512
500	0,539	0,414	0,550	0,418	0,727	0,487	0,745	0,499
520	0,539	0,415	0,549	0,419	0,700	0,479	0,716	0,489
540	0,540	0,417	0,548	0,421	0,680	0,473	0,692	0,482
560	0,541	0,419	0,549	0,423	0,663	0,469	0,674	0,476
580	0,542	0,422	0,549	0,425	0,649	0,465	0,658	0,472
600	0,544	0,424	0,550	0,427	0,640	0,463	0,648	0,469

