

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Partenaire : Entreprise Publique Economique SOCOTHYD

Mémoire de projet fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Etude et conception d'un échangeur de chaleur pour la station de récupération de chlorure de méthylène de SOCOTHYD

Réalisé par :

M. Salah Eddine MERMOULI

M. Yahia LAKACHE

Sous la direction de :

M. Arezki SMAILI

M. Mohamed BENBRAIKA

Présenté et soutenu publiquement le 18/06/2018

Composition du Jury :

Président	M. Said RECHAK,	Professeur	ENP
Promoteur	M. Arezki SMAILI,	Professeur	ENP
Promoteur	M. Mohamed BENBRAIKA,	MAA	ENP
Examineur	M. Brahim GUERGUEB,	MAA	ENP
Examineur	M. Slimane DJELLAL,	MCB	ENP
Invité	Mme Dallel SARRI,	Responsable R&D à SOCOTHYD	

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Partenaire : Entreprise Publique Economique SOCOTHYD

Mémoire de projet fin d'études

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

Etude et conception d'un échangeur de chaleur pour la station de récupération de chlorure de méthylène de SOCOTHYD

Réalisé par :

M. Salah Eddine MERMOULI

M. Yahia LAKACHE

Sous la direction de :

M. Arezki SMAILI

M. Mohamed BENBRAIKA

Présenté et soutenu publiquement le 18/06/2018

Composition du Jury :

Président	M. Said RECHAK,	Professeur	ENP
Promoteur	M. Arezki SMAILI,	Professeur	ENP
Promoteur	M. Mohamed BENBRAIKA,	MAA	ENP
Examineur	M. Brahim GUERGUEB,	MAA	ENP
Examineur	M. Slimane DJELLAL,	MCB	ENP
Invité	Mme Dallel SARRI,	Responsable R&D à SOCOTHYD	

DÉDICACES

I am dedicating this project to the people who have meant and continue to mean so much to me.

First and foremost, to my parents whose love for me knew no bounds and, who taught me the value of hard work. Thank you both for giving me strength to reach for the stars and chase my dream, and also to my whole family for their undying support, their unwavering belief that I can achieve so much.

To the one who was more than a friend, close to a brother, thanks for the memories, thanks for the food times and thanks for been so Wonderful person, my partner "Salah"

To my friend: Anouar, Ouail, Mohammed, Kheireddine, Seif Eddine, Aimen, Amine, Adel, and all my classmates, thank you for your understanding and encouragement in many moment, your friendship makes my life a wonderful experience. I cannot list all the names here, but your always on my mind.

This project is only the beginning of my journey

DÉDICACES

I am dedicating this final project to all those who have helped, supported and encouraged me, and to all who have contributed from far or near in this project:

To my inspiring parents, for being the pillows, role models, catapults, cheerleading squad and sounding boards I have needed,

To the treasure that I discovered in my last three scholar years, my best friend, my reflexed shadow in each step of this work, my partner "Yahia".

Thank you for being such a wonderful person in hard moments,

To the memory of my brother and my grandfather,

To my sisters and my brothers,

To my everything,

To all member of my family both MERMOULI & DAFRI, especially zami Yazid et Khali Badri,

To my gorgeous friend Ramzi,

To all my classmates,

To all my friends of preparatory school of Annaba,

To Abdo, Kheiro, Khaled, Salah, Ameer, Seif, Mohamed, Anoar, Messaoud,

To my nephew Islem & Anes,

To everyone reading this.

Salah Eddine

REMERCIEMENTS

Nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin au succès de notre stage et nous ont aidés dans la rédaction de ce rapport.

D'abord, nous adressons nos remerciements au Prof. Arezki SMAILI, notre promoteur pour l'entière confiance qu'il avait placée en nous. Le soutien qu'il nous a apporté, les conseils qu'il nous a prodigués et la pertinence des critiques lors des réunions nous ont été d'un précieux concours.

Nous tenons également à exprimer nos sincères remerciements à M. Mohamed BENBRAIKA notre co-encadreur pour ses conseils judicieux, sans oublier que sans son appui et lien étroit avec l'entreprise notre projet n'aura pu voir le jour.

Nous voudrions aussi remercier les membres du jury de nous avoir fait l'honneur d'accepter de juger notre travail : M. Brahim GUERGUEB et M. Slimane DJELLAL.

Nous tenons à remercier vivement le directeur général de SOCOTHYD M. Rezki KHOUMERI, de nous avoir acceptés au sein de son entreprise où l'ambiance était très agréable. Notre intérêt pour l'ingénierie s'y est trouvé davantage renforcé.

De plus, nos remerciements s'adressent en particulier à Mme Nacera BENABIDI, notre conseillère, pour son soutien sans faille et son aide distinguée. Nous souhaitons également adresser un grand merci à Mme Dallel SARRI, la responsable R&D à SOCOTHYD, pour ses riches conseils et sa grande disponibilité.

Nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à tous les enseignants du département Génie mécanique avec lesquels nous avons eu la chance de travailler.

Nous remercions aussi tous les ingénieurs de SOCOTHYD qui ont suivi le déroulement de nos travaux.

Enfin, nos remerciements les plus distingués vont à tous les membres de nos familles respectives qui nous ont aidé, soutenu et encouragé à aller vers le succès.

ملخص

إنّ الهدف الأساسي لهذا المشروع هو دراسة وتصميم مبادل حراري خاص بشركة "سوكوتيد" والذي يخصّ وحدة استرجاع المادة الكيميائية (ثنائي كلور الميثان) المستعملة كمادة أساسية في إنتاج الجبس الطبي. وفي هذا السياق يندرج هذا العمل أساسا في اختيار المبادل المناسب والمتمثل في المبادل الحراري المدمج. يتبع هذا الاختيار بدراسة طاقوية وحرارية لهذا النوع ونكمل هذه الدراسة بوضع تصميم للمبادل الحراري بواسطة SolidWorks.

الكلمات الدالة: المبادل الحراري المدمج ، سوكوتيد، دراسة حرارية، تصميم.

Abstract

The primary goal of our project is the design of a battery of heat exchangers for the company SOCOTHYD. This battery of exchangers is intended for a recovery unit of a chemical compound called Dichloromethane, used essentially for the production of plaster strips. Our main objective is to select the appropriate exchanger's type then size and design its different mechanical components. The compact type was considered as the proper choice. The design process was conducted using the SolidWorks software. Through an energy analysis, the thermodynamic parameters and dimensions fixed by the specifications, new configuration of the heat exchanger has been designed and proposed.

Key words: Compact heat exchanger, SOCOTHYD, Thermal analysis, Design and modelling.

Résumé

Le but ultime de notre projet est le dimensionnement et la conception d'une batterie d'échangeurs de chaleur pour l'entreprise SOCOTHYD. Cette batterie d'échangeurs est destinée à l'unité de récupération du produit chimique dénommé « Dichlorométhane » utilisé comme composant essentiel dans la production des bandes plâtrées. Notre projet a pour objectif principal de sélectionner le type d'échangeur approprié, de dimensionner et de concevoir les différents organes mécaniques de l'échangeur. Le type compact a été considéré dans notre étude comme le choix convenable. Pour ce faire le logiciel SolidWorks a été utilisé. A partir de l'analyse énergétique, les paramètres thermodynamiques et les dimensions fixés, une nouvelle configuration d'échangeurs a été conçue et proposée.

Mots clés : Echangeur de chaleur compact, SOCOTHYD, Analyse thermique, Conception et modélisation.

TABLE DES MATIERES

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES FIGURES

NOMENCLATURE

INTRODUCTION GENERALE	13
1. GENERALITES.....	16
1.1 Descriptif de l'entreprise.....	16
1.2 Principe de fonctionnement de l'atelier bandes plâtrées.....	17
1.2.1 Préparation de la solution.....	18
1.2.2 La production des bandes plâtrées	19
1.3 Principe de fonctionnement de la station de récupération du dichlorométhane	20
1.3.1 Le filtre à Manche	21
1.3.2 La batterie d'échangeurs de chaleur	21
1.3.3 Cuves d'adsorption	22
1.3.4 L'échangeur à plaques	23
1.3.5 Les bacs de décantation	23
1.4 Problématique liée au projet.....	24
1.4.1 Enjeux de l'étude	24
1.5 Généralités sur les échangeurs de chaleurs	25
1.5.1 Classification des échangeurs de chaleur.....	25
1.5.2 Échangeurs de chaleur compact.....	25
1.5.3 Echangeurs de chaleur tubulaire à ailettes	26
2. CALCUL ET DIMENSIONNEMENT	29
2.1 Choix et sélection de types d'échangeurs de chaleur convenables	29
2.2 Analyse thermique, calcul de performance et dimensionnement de l'échangeur.....	29
2.2.1 Vérification de la puissance	30
2.2.2 Validation des surfaces d'échange fournies.....	30
2.2.3 Validation du bilan de puissance	40
2.2.4 Calcul des pertes de charges	43

2.2.5 Synthèse	45
3. CONCEPTION DE LA BATTERIE D'ÉCHANGEURS	47
3.1 Éléments de conceptions.....	47
3.1.1 Les compartiments	47
3.1.2 Le diffuseur	49
3.1.3 Les chambres d'eau.....	49
3.1.4 La calandre.....	51
3.2 L'assemblage de la batterie des échangeurs.....	51
3.2.1 L'assemblage de la calandre	51
3.2.1 L'assemblage de la batterie.....	52
4. MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE.....	55
4.1 Analyse du modèle et étude statique	55
4.1.1 Géométrie et modèle de simulation	55
4.1.2 Maillage	57
4.1.3 Les charges et les déplacements imposés	60
4.1.4 Résultats de la simulation	63
4.2 Analyse CFD.....	70
4.2.1 Géométrie et modèle 2-D	71
4.2.2 Domaine de calcul, conditions aux limites et maillage.....	71
4.2.3 Cas de l'air sec	72
4.2.4 Cas de l'air humide	76
2.4.5 Etude de l'influence de l'humidité sur la température de sortie	79
CONCLUSION GENERALE.....	80
BIBLIOGRAPHIE.....	82
ANNEXES	84

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 Paramètres thermodynamiques et dimensions fournies par Socothyd	32
Tableau 2.2 Les propriétés thermo-physiques de l'air d'échappement [5] et de l'eau [6].....	32
Tableau 2.3 Dimensions des paramètres géométriques de la configuration de l'échangeur proposée (Figure 2.2)	35
Tableau 2.4 récapitulatif des paramètres géométriques et thermiques, et dimensions déterminées par l'approche de calcul proposée.....	39
Tableau 2.5 Récapitulatif des paramètres déterminés	43
Tableau 2.6 Perte de pression à travers la batterie	44
Tableau 4.1 Les performances du maillage.....	57
Tableau 4.2 Les paramètres du maillage	59
Tableau 4.3 Propriétés de l'air sec	74
Tableau 4.4 Les constantes de l'équation 4.1	75
Tableau 4.4 Les constantes de l'équation 4.2.....	75
Tableau 4.6 Résultats de calcul du coefficient d'échange dans le cas du faisceau tubulaire...	75

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 Plan de masse de l'entreprise (site les ISSERS).....	18
Figure 1.2 Usage de la bande plâtrée [1].....	18
Figure 1.3 Le mélangeur	19
Figure 1.4 La machine à imprégner	19
Figure 1.5 Vue globale la station de récupération	21
Figure 1.6 Le filtre à manche	22
Figure 1.7 (a) Tubes à ailettes plaques ; (b) Tubes à ailettes circulaires.....	26
Figure 1.8 Autres types d'ailettes transversales [2]	26
Figure 1.9 types des ailettes continues [2]	27
Figure 2.1 Types d'échangeurs compact	29
Figure 2.2 Facteur de correction F	32
Figure 2.3 Configuration de l'échangeur proposé.....	34
Figure 2.4 Paramètres géométriques de l'ailette [7].....	39
Figure 2.5 Graphe pour les paramètres de l'équation 2.42 [6].....	45
Figure 3.1 (a) Tube (b) Plaque percée.....	47
Figure 3.2 Le sous-assemblage du compartiment W01	48
Figure 3.3 Le sous-assemblage du compartiment W02A	48
Figure 3.4 Le sous-assemblage du compartiment W02B.....	48
Figure 3.5 Le diffuseur.....	49
Figure 3.8 Les chambres d'eau du compartiment W01	50
Figure 3.8 Les chambres d'eau du compartiment W02A.....	50
Figure 3.8 Les caches du serpentin du compartiment W02B.....	50
Figure 3.9 Le corps de la calandre	51
Figure 3.10 L'assemblage de la calandre	51
Figure 3.11 L'assemblage de la batterie	52
Figure 3.12 Modèle 3D de la Batterie avec les directions des différents écoulements.....	53
Figure 4.1 Élément en 3-D et les plans de symétrie du compartiment W01	55
Figure 4.2 Modèle géométrique du compartiment W01	56
Figure 4.3 Modèle géométrique du compartiment W02A	56
Figure 4.4 Modèle géométrique du compartiment W02B.....	56
Figure 4.5 Modèle géométrique de la calandre	57
Figure 4.6 Maillage du compartiment W01	58

Figure 4.7 Maillage du compartiment W02A	58
Figure 4.8 Maillage du compartiment W02B.....	58
Figure 4.9 Maillage de la calandre	59
Figure 4.10 Les déplacements imposés sur le compartiment W01	60
Figure 4.11 Les déplacements imposés sur le compartiment W02B	61
Figure 4.12 Les déplacement imposés sur la calandre	61
Figure 4.13 Le chargement imposé sur (a) le compartiment W01 (b) le compartiment W02B	62
Figure 4.14 Le chargement imposé sur la calandre.....	62
Figure 4.15 Contours de la contrainte de Von Mises W01	63
Figure 4.16 Localisation de la contrainte maximale W01.....	64
Figure 4.17 Contours de la contrainte de Von Mises W02A	64
Figure 4.18 Localisation de la contrainte maximale dans W02A	65
Figure 4.19 Contours de la contrainte de Von Mises W02B.....	65
Figure 4.20 Localisation de la contrainte maximale dans W02B.....	66
Figure 4.21 Le bloc utilisé pour remplacer W01	66
Figure 4.22 Contours de la contrainte de Von Mises dans la calandre	67
Figure 4.23 Visualisation du champ de déplacement du compartiment W01.....	68
Figure 4.24 Visualisation du champ de déplacement du Compartiment W02A	68
Figure 4.25 Visualisation du champ de déplacement du Compartiment W02B	69
Figure 4.26 Visualisation du champ de déplacement dans la calandre	69
Figure 4.27 Modèle géométrique 2-D	71
Figure 4.28 Domaine de calcul et conditions aux limites	71
Figure 4.29 Maillage du modèle proposé.....	71
Figure 4.30 Distribution de la Température sur la plaque (air sec).....	72
Figure 4.31 Distribution de la Pression sur la plaque (air sec)	73
Figure 4.32 Distribution de la vapeur d'eau	78
Figure 4.33 Distribution de températures.....	78
Figure 4.34 Transfert de masse le long du modèle	78
Figure 4.35 distribution de la température à la sortie pour différentes valeurs d'humidité	79

NOMENCLATURE

A	Surface d'échange de chaleur exigée par le cahier de charge, m^2
A_o	Surface totale d'échange de chaleur, m^2
A_i	Surface interne des tubes, i pour surface frontale, f pour surface des ailettes, m^2
A_{of}	Surface totale avec encrassement, m^2
C_p	Chaleur spécifique ; l'indice a : pour l'air, v : vapeur, $J.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$
d_o	Diamètre des tubes, o pour diamètre extérieur, i pour diamètre intérieur, m
F	Facteur de correction de LMTD
f	Facteur de friction
f_t	Facteur de friction, t pour les tubes, f pour les ailettes
G	Vitesse massique, $kg.m^{-2}.s^{-1}$
g	Accélération gravitationnelle
h	Coefficient d'échange par convection, $W.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}$
h_{fg}	Enthalpie de vaporisation, $kJ.kg^{-1}$
h_d	Coefficient de transfert de masse, $kg.m^{-2}.s^{-1}$
H_f	Hauteur des ailettes
j	Facteur de transfert de chaleur de Colburn
k	Conductivité thermique, $W.m^{-1}.^{\circ}C^{-1}$
L_1, L_2, L_3	Dimension de l'échangeur de chaleur, m
\dot{m}	Débit massique, $kg.s^{-1}$
N_t	Nombre des tubes
N_f	Nombre des ailettes, T pour nombre des tubes par rangée
N_L	Nombre des rangées
N'_f	Densité des ailettes, m^{-1}
Nu	Nombre de Nusselt
P_1	Distance longitudinale entre les tubes, m^{-1}
P_T	Distance latérale entre les tubes, m^{-1}
Pr	Nombre de Prandtl

p	Pression, p_g Pression de saturation, Pa
\dot{Q}	Débit volumique, $m^3 \cdot s^{-1}$
q	Taux de chaleur totale, q_s Taux de chaleur sensible W
R_ω	Résistance de conduction de la paroi des tubes, $K \cdot W^{-1}$
R_f''	Facteur d'encrassement. $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$
Re_{do}	Nombre de Reynolds calculé au diamètre extérieur des tubes
Re_{di}	Nombre de Reynolds calculé au diamètre intérieur des tubes
s	Espacement entre les ailettes, m
T	Température $^{\circ}C$ ou (K)
t	Epaisseur des ailettes, m
T_h	Epaisseur des plaques qui supportent les compartiments, m
U	Coefficient d'échange global, $W \cdot m^{-2} \cdot ^{\circ}C^{-1}$
V	Vitesse d'écoulement, $m \cdot s^{-1}$
ω	Humidité absolue, $kg_{H2O} \cdot kg_{air}^{-1} sec$
Δp	Perte de pression, t engendrée par les tubes, f engendrée par les ailettes, Pa
ρ	Masse volumique, $kg \cdot m^{-3}$
μ	Viscosité dynamique, $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
η_o	Rendement global
η_{ail}	Rendement des ailettes, η_{ms} Rendement des ailettes avec transfert de masse
σ	Rapport de Surface minimum et Surface frontale
σ_e	Limite élastique, MPa
OS	Over design, %

Indice :

i	Entrée
o	Sortie
w	Paroi (Wall)
lm	Logarithme moyenne
a	Air
v	Vapeur

INTRODUCTION GENERALE

“We need to diversify our economy, and the energy industry would be a great place to begin that diversification”

S. Angel (American politician)

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément indispensable de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande partie (90%) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés.

Les échangeurs de chaleur sont utilisés principalement dans tous les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Quand un équipement n'est pas bien entretenu, il pourrait nuire à l'activité et aux personnes surtout sur la présence des dangers sur la santé du personnel. Or c'est le cas de l'entreprise des produits parapharmaceutiques SOCOTHYD, il se trouve qu'un de ses équipements utilise un gaz toxique cancérigène qui est lâché à l'intérieur de l'atelier bandes plâtrées. L'entreprise consciente du problème a lancé en urgence un appel d'offres pour remédier à cette situation à savoir la confection d'un échangeur de chaleur.

Ce travail vient en réponse à l'appel d'offres. Il porte essentiellement sur le dimensionnement et la conception d'une batterie d'échangeurs de chaleur pour la station de récupération de chlorure de méthylène (Dichlorométhane : CH_2Cl_2) au niveau de l'atelier bandes plâtrées. Cette station permet de récupérer ce produit chimique afin de le réutiliser dans son processus de fabrication.

Notre projet consiste à effectuer les principales tâches suivantes :

- Choix et sélection de types d'échangeurs de chaleur convenables
- Analyse thermique, calcul de performance et dimensionnement de l'échangeur
- Conception de l'échangeur à l'aide d'un outil de CAO.
- Elaboration des dessins techniques de différents organes mécaniques
- Analyse structurelle

- Simulation de l'échangeur à l'aide d'un outil de CFD.

Ce projet a fait l'objet de notre mémoire qui est structuré en quatre chapitres. Dans le premier chapitre nous avons présenté les généralités liées au projet, à propos de l'entreprise incluant le principe de fonctionnement de l'unité de récupération de chlorure de méthylène, ainsi que des notions générales sur les échangeurs de chaleur en mettant l'accent sur le type compact.

Dans notre projet le cahier de charges fourni par l'entreprise fixe les paramètres thermiques et les dimensions de la batterie. Le deuxième chapitre vise donc à vérifier et valider ces paramètres en faisant appel aux équations de conservation de la masse et de l'énergie.

Dans le troisième chapitre nous avons mis en évidence les éléments de conception de la batterie d'échangeurs de chaleur qui constituent une étape primordiale et qui permet de concevoir les différentes pièces nécessaires à la réalisation.

Le dernier chapitre a été consacré à présenter la modélisation et la simulation de la batterie d'échangeurs conçue, en faisant l'accent sur l'analyse structurelle des contraintes et des déplacements de la batterie. Nous terminons par une analyse de l'écoulement par l'outils CFD ANSYS-Fluent.

Chapitre 1

1. Généralités

Dans le présent chapitre nous abordons des généralités liées au projet, à savoir, les descriptions de l'entreprise, le principe général de fonctionnement de l'atelier Bandes Plâtrées et de l'unité de récupération de chlorure de méthylène, et nous terminerons par des notions générales sur les échangeurs de chaleur en mettant l'accent sur le type compact.

1.1 Descriptif de l'entreprise

1.1.1 Statut Juridique

La SOCOTHYD est une entreprise publique économique (EPE) constituée en société par actions (SPA), de fabrication des produits parapharmaceutiques et d'hygiène corporelle régie par le code de commerce et la législation en vigueur. Elle fait partie du patrimoine de la société de gestion de participation de l'état « chimie-pharmacie » GEPHAC [1].

La SOCOTHYD a été créée par l'arrêt interministériel du 17 avril 1970. Le 08 janvier 1996, elle a changé de statut juridique pour devenir EPE-SPA au capital social de 100 millions de dinars. Le capital social de SOCOTHYD a été augmenté en date du 29 décembre 1999 à 300 millions de dinars puis à 540 millions de dinars en date du 12 avril 2004 ; ensuite à 1 170 millions de dinars en date du 19 mai 2012 [1].

1.1.2 Raison sociale

- La production, la distribution et la commercialisation des produits parapharmaceutiques et les articles d'hygiène
- L'import - export des produits de pansement [1].

1.1.3 Patrimoine

La SOCOTHYD est organisée en mono unité, qui comprend deux sites :

- **Le site des ISSERS** : spécialisé dans la production des produits de pansements (produits de Coton, de Gaze, Bande Plâtrée, Sparadrap et Bande de crêpe).
- **Le site de BORDJ MENAIEL** : spécialisé dans la production des articles d'hygiène corporelle [1].

1.1.4 Activités de l'entreprise

- Traitement du Coton et de la Gaze :

Coton : la matière première du coton hydrophile est la blousse en coton écru (20% achats locaux et 80% importé), Cette dernière subit un traitement de blanchiment au niveau de l'atelier cardage. Les Besoins annuels de la société sont de 600 tonnes de coton traité par an.

Gaze : les besoins de la société sont de 34 000 000 de mètre linéaire de gaze blanchie par an, dont 30% environ sont constitués de gaze écru blanchie au niveau de l'atelier de blanchiment de l'entreprise.

- Fabrication des produits de gaze (compresses et bandes)
- Fabrication des produits de coton
- Fabrication des Bandes Plâtrée
- Fabrication des articles d'hygiène corporelle
- Fabrication des bandes de crêpe et le sparadrap
- En plus des produits fabriqués, la SOCOTHYD commercialise d'autres produits parapharmaceutiques : bandes adhésives (sparadrap et elastoplast), bandes de jersey, bandes -de crêpe, couches adultes [1].

1.1.5 Certificats et labels obtenus

- Certification ISO 9001/2008
- Certificat ISO 13485/2003
- Certificat ISO 14001/2004
- Diplôme de l'honneur « Prix spécial du jury algérien de la Qualité année 2013 » délivré par le ministère du développement industriel et de la promotion de l'investissement.

1.2 Principe de fonctionnement de l'atelier bandes plâtrées

La bande plâtrée est destinée à usage orthopédique (consolider les fractures), sous le nom commercial : Bande Plâtrée **Platryd**.



Figure 1.1 Plan de masse de l'entreprise (site les ISSERS)

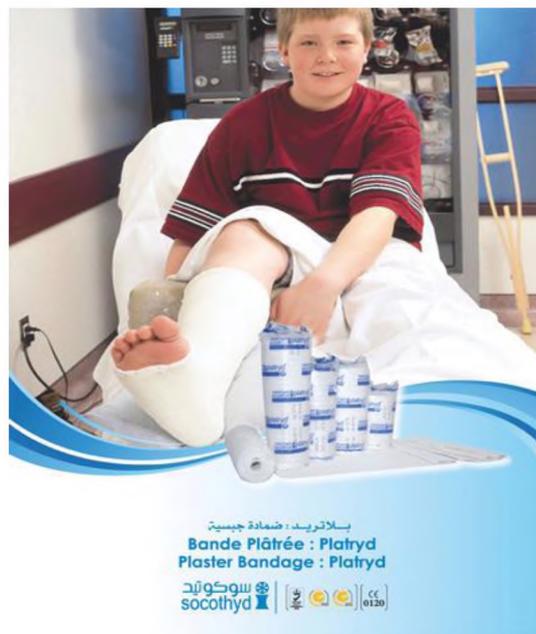


Figure 1.2 Usage de la bande plâtrée [1]

1.2.1 Préparation de la solution

La solution est constituée essentiellement de :

- Le solvant : DICHLOROMETHANE (DCM)
- Liants :
 - PVP K 90 « K 15 F 04 »
 - METHOCEL 311 « M 15 E 18 »
 - METHOCEL « Y 15 E 15 »
 - VIMMAPAS U W 10 « W 16 L 13 »
 - PLURONIC « U 15 D 17 »

Après avoir quantifié précisément les quantités correspondant à la solution selon une recette propre à l'entreprise. Le mélange sera tout de suite préparé dans le mélangeur (Figure 1.3) pour qu'il soit transféré vers la machine à imprégner (Figure 1.4), où les autres compositions s'ajoutent :

- Plâtre médical
- Gaze hydrophile blanchie
- Densité en trame : 07 fils/cm



Figure 1.3 Le mélangeur



Figure 1.4 La machine à imprégner

1.2.2 La production des bandes plâtrées

1.1.2.1 La machine à imprégner

C'est l'équipement principal dans la production des bandes plâtrées (Figure 1.4), a pour rôle d'imprégner, sécher et couper en largeurs désirées, puis enrouler ensuite en rouleaux d'environ 400 mm de diamètre les bandes plâtrées. La largeur des bandes peut varier à volonté entre 50 et 200 mm et la longueur du rouleau, environ 110 à 150 m. selon la qualité de la gaze utilisée et l'épaisseur de la masse de plâtre appliquée.

1.1.2.2 Principe de fonctionnement

La gaze est transportée de la broche de déroulement, en passant devant le rouleau de renvoi, au rouleau élargisseur. Pour la première insertion de la gaze dans la partie supérieure de la machine, les portes du séchoir seront ouvertes et la gaze dirigée à travers les canaux. Ce travail n'est nécessaire que lors de la première mise en fonction de l'installation.

Par la suite, lorsqu'il y aura lieu de prendre un nouveau rouleau, on fixera ou coudra le début du nouveau rouleau à la fin du précédent. Pour terminer, la gaze est amenée au rouleau de coupe par un rouleau de renvoi et de là dirigée sur la station d'enroulement.

Les couteaux circulaires ne sont utilisés que pour couper les lisières effilées, provenant de la coupe sur le métier à tisser. Pour la gaze présentant des lisières nettes, ces couteaux ne sont pas employés.

Le registre de chauffage dont la puissance se compose d'une charge de base de 30 kW et d'une charge de régulation de 15 kW produit la chaleur nécessaire au séchage du plâtre. Un régulateur de température assisté d'un thermocouple maintient la température de l'air à un niveau constant de 100 -110°C.

Il est à remarquer qu'en plus du régulateur de température il y a également un thermostat de sécurité incorporé. Ce dernier est réglé à une certaine température et protège l'installation d'un échauffement, en cas de dérangement dans le système de régulation

Le ventilateur propulse environ 1200 m³ d'air par heure à travers le registre de chauffage et les séchoirs de la machine, l'air contaminé par le chlorure de méthylène est acheminé par la suite vers la station de récupération.

1.3 Principe de fonctionnement de la station de récupération du dichlorométhane

L'air de séchage évacué par les machines à imprégner est acheminé vers le filtre à manche ; c'est la première étape de la récupération de CH₂ Cl₂, (Figure 1.5).

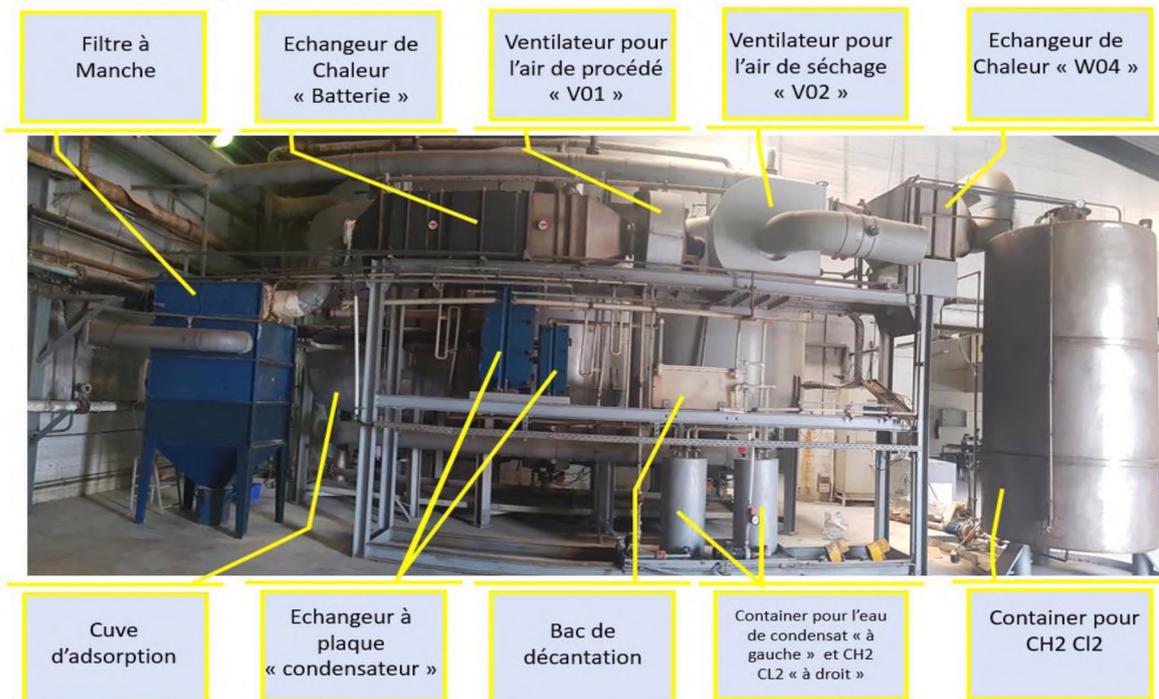


Figure 1.5 Vue globale la station de récupération

1.3.1 Le filtre à Manche

Le filtre à manche est conçu pour l'épuration d'air par filtration à sec d'air sortant pollué. Après l'arrivée de l'air pollué, les poussières lourdes tombent directement dans le bac à poussières (bac de récupération) en raison de la réduction brutale de leur vitesse.

L'air avec les poussières plus légères restantes parvient dans les manches filtrantes (les cartouches). La poussière fine se dépose sur les manches filtrantes et est efficacement retenue. L'air épuré s'écoule ensuite vers le haut à travers le raccord de sortie d'air pour revenir dans l'espace de travail parfaitement propre, voir Figure (1.6).

1.3.2 La batterie d'échangeurs de chaleur

L'air d'évacuation est refroidi et déshumidifié dans la batterie. A l'entrée, l'air est de température de 50°C et il doit être conditionné de sorte qu'à la sortie la température soit de 15°C. Ceci passe principalement par trois étapes, en premier lieu le refroidissement se fait par l'eau de ville « Pré-refroidisseur » puis il est refroidi par l'eau glacée « Refroidisseur » où la température baisse jusqu'à 5°C, l'air passe par la suite par la dernière étape « réchauffement » qui ramène la température d'air à 15°C.



Figure 1.6 Le filtre à manche

Quant à la quantité de vapeur existant dans l'air, elle se condense lors du refroidissement et la quantité d'eau condensée est récupérée à travers des ouvertures dans la partie inférieure de la batterie.

1.3.3 Cuves d'adsorption

C'est le lieu où aura l'adsorption de chlorure de méthylène.

1.3.3.1 Descriptif technique d'adsorption

Les surfaces solides fixent certaines molécules de manière réversible, exothermique et limitée par la saturation. Ce phénomène, appelé adsorption, dépend quantitativement des propriétés physiques (porosité, surface spécifique) et chimiques (acidité, affinité pour les composés polaires ou non polaires) de la surface adsorbante et de la nature de la molécule adsorbée. Pour les COV (Composé organique volatil), les deux matériaux utilisés sont depuis longtemps le charbon actif, tiré du bois ou de la noix de coco, et plus récemment les zéolithes, solides cristallisés à base de silice et alumine.

Les propriétés physiques et les caractéristiques d'adsorption des charbons actifs sont fortement dépendantes de leur fabrication, mais ils sont plus sensibles à la présence d'humidité et à la température (le fait d'obligation de conditionner l'air). Ils sont en outre combustibles ; ce qui nécessite des précautions pour éviter des élévations locales de température trop importantes.

1.3.3.2 Facteurs qui influencent l'exécution du charbon actif dans l'air

Type de composés à supprimer : en général, les composés avec un grand poids moléculaire, une basse pression de vapeur, un point de fusion élevé et un indice de réfraction élevé sont les mieux adsorbés.

- Concentration : Plus la concentration est élevée, plus la consommation de charbon est grande
- Température : Plus la température est basse, meilleure est la capacité d'adsorption
- Pression : Plus la pression est élevée, meilleure est la capacité d'adsorption
- Humidité : Plus l'humidité est faible, meilleure est la capacité d'adsorption

1.3.4 L'échangeur à plaques

C'est l'étape où le chlorure de méthylène se liquéfie, les fluides participant au transfert de chaleur sont admis dans la zone de plaques par le biais de raccordements situés au niveau de la plaque fixe et de la plaque mobile. La disposition parallèle des plaques forme des canaux qui permettent la distribution des fluides dans le jeu entre les plaques ainsi que leur évacuation en dehors de l'échangeur de chaleur.

Des plaques aux profils d'estampage différents peuvent être combinées entre elles, de sorte que les pertes de charge existantes soient exploitées de façon optimale. L'installation de plaquettes de dérivation permet aux fluides de circuler plusieurs fois dans le jeu entre les plaques et de participer plus longtemps au processus de transmission thermique. Ainsi, il est possible d'obtenir de très hautes valeurs NTU avec un appareil de faible encombrement.

1.3.5 Les bacs de décantation

Selon la densité et comme le chlorure de méthylène est le plus dense par rapport à l'eau de condensat il se soutire à partir de la partie inférieure du bac et puis il est pompé vers un container pour la récupération.

1.4 Problématique liée au projet

Notre projet s'inscrit à la réponse à un appel d'offres lancé par l'entreprise SOCOTHYD portant sur la réalisation d'un échangeur de chaleur pour la station de récupération de chlorure de méthylène au niveau de l'atelier bandes plâtrées.

En effet, cet appel met des enjeux importants, à savoir que l'équipement à fournir doit impérativement être conforme aux spécifications techniques annexées au présent mémoire (Annexe 1), ils comportent des indications inhérentes aux équipements, ainsi que des plans et des schémas techniques.

Naturellement, les enjeux de notre travail étaient étroitement liés à ceux de l'entreprise et consistaient, principalement, à fournir un cahier des charges comportant la documentation technique de l'équipement composé des plans détaillés des encombrements de l'échangeur, les plans d'assemblage de l'échangeur ainsi que la nuance de l'acier décrite dans le cahier des charges de l'appel d'offres.

1.4.1 Enjeux de l'étude

Dans le but d'avoir un regard éclairé sur les différentes étapes de notre réponse et de la procédure d'appel d'offres nous citons par la suite les éléments essentiels suivant,

- i. Effectuer un stage durant l'arrêt de l'atelier (dans le but de voir de près le principe de fonctionnement de l'atelier en général et d'identifier la défaillance de la batterie) ;
- ii. Reconnaître les exigences de l'entreprise :
 - Concevoir une batterie dont les dimensions extérieures sont dans les limites d'encombrement
 - Trois compartiments en série constituant la batterie
 - Nuance du matériau indiquée au cahier des charges
- iii. Vérification et validation des données techniques citées dans le cahier des charges
- iv. Choix et sélection de type d'échangeurs convenables
- v. L'étude thermique et calcul de performances
- vi. Faire la conception et l'élaboration du cahier des charges

1.5 Généralités sur les échangeurs de chaleurs

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer la chaleur qui est utilisée pour le transfert de l'énergie thermique interne entre deux ou plusieurs fluides ayant une température différente et qui sont généralement séparés par une paroi solide, cette dernière présente la surface de transfert de chaleur.

Si les deux fluides ne traversent l'échangeur qu'une seule fois, l'échangeur est appelé "échangeur à un seul passage". Il peut être à co-courant ou à contre-courant selon que les deux fluides s'écoulent dans le même sens ou en sens inverse. Tandis que si les directions d'écoulements sont perpendiculaires, l'échangeur est de type "courant croisé".

De nombreuses applications industrielles nécessitent l'utilisation d'un échangeur de chaleur, à titre d'exemple : dans l'industrie pétrolière (raffinage), le transport, la climatisation, la réfrigération, la récupération de chaleur (cogénération), et d'autres industries. Des exemples courants d'échangeurs de chaleur sont les radiateurs automobiles, les condenseurs, les évaporateurs, les préchauffeurs d'air et les refroidisseurs d'huile.

1.5.1 Classification des échangeurs de chaleur

En général, il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Parmi ces critères nous citons :

- Classement technologique (échangeurs à tubes à surface ailetée et non ailetée échangeurs à plaques, autres.) ;
- Classement suivant le régime de fonctionnement (avec ou sans stockage thermique) ;
- Classement suivant l'état des fluides (avec ou sans changement de phase) ;
- Classement suivant la compacité de l'échangeur (Rapport de la surface au volume de l'échangeur) ;
- Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange (métallique ou non).

1.5.2 Échangeurs de chaleur compact

Les caractéristiques des échangeurs compacts qui les favorisent par rapport aux échangeurs tubulaires conventionnels sont :

- Les surfaces disponibles ayant différents ordres de grandeur en termes de la densité de surface.
- La flexibilité dans la distribution de la surface sur les côtés chaud et froid.
- Généralement coût substantiel, économie de poids et de volume.

Les facteurs suivants déterminent principalement le choix parmi les trois types d'échangeurs de chaleur compacts :

- Pression de fonctionnement et température
- Phases des fluides traités
- Les caractéristiques d'encrassement du fluide
- Restrictions de taille et / ou de poids
- Mélange acceptable des fluides traités

1.5.3 Echangeurs de chaleur tubulaire à ailettes

Ils sont utilisés lorsque l'un des fluides a une pression plus élevée et / ou un coefficient de transfert de chaleur significativement plus élevé par rapport à l'autre fluide. Par exemple, dans un échangeur gaz-liquide, le coefficient de transfert de chaleur du côté liquide est généralement très élevé par rapport au côté gazeux.

Dans le but d'obtenir une conductance équilibrée des deux côtés de façon optimale en termes d'espace, des ailettes sont utilisées côté gaz pour augmenter la surface d'échange. Ces dernières sont généralement fixées mécaniquement, soudées, collées, brasées ou extrudées à l'extérieur des tubes.

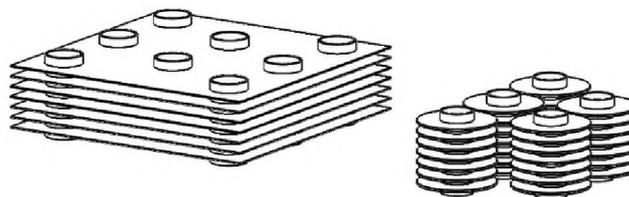


Figure 1.7 (a) Tubes à ailettes plaques ; (b) Tubes à ailettes circulaires

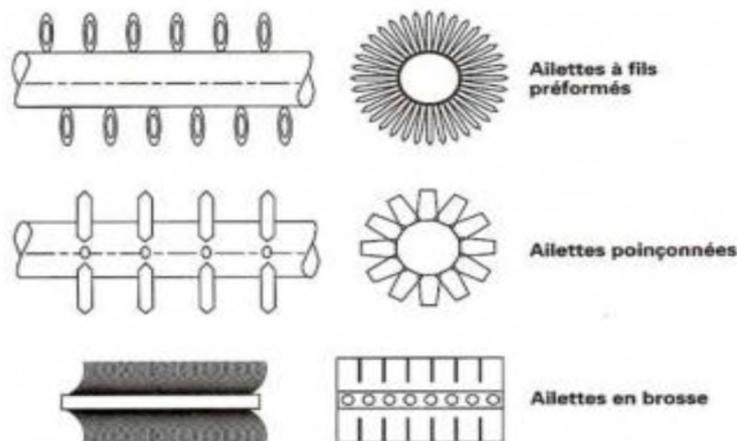


Figure 1.8 Autres types d'ailettes transversales [2]

Dans un échangeur à ailettes tubulaires, les tubes ronds et rectangulaires sont les plus couramment utilisés (bien que des tubes elliptiques soient également utilisés), et les ailettes sont employées à l'extérieur ou à l'intérieur ou des deux côtés des tubes, selon l'application. Les ailettes à l'extérieur des tubes peuvent être classées comme suit : tube simple à ailettes (Figure 1.7), tubes à ailettes continues (Figure 1.9).

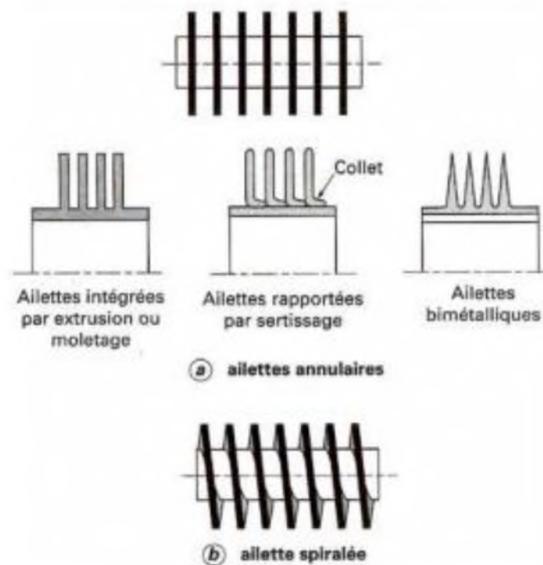


Figure 1.9 types des ailettes continues [2]

Chapitre 2

2. CALCUL ET DIMENSIONNEMENT

Dans notre projet, le cahier des charges fourni par l'entreprise fixe tous les paramètres thermiques ; en effet, ce chapitre a pour but de valider ces paramètres à travers une étude théorique de transferts de chaleur et de masse. La justification du choix de type d'échangeurs suit pour aboutir finalement au dimensionnement de type des échangeurs de chaleurs sélectionnés.

2.1 Choix et sélection de types d'échangeurs de chaleur convenables

Les échangeurs de chaleur sont en fait des dispositifs complexes. Etant donné que la surface d'échange nécessaire pour le refroidissement d'air est assez grande, le choix de l'échangeur compact s'impose dans ce projet. Essentiellement, comme l'illustre la Figure 1, deux types sont souvent utilisés dans la pratique : (a) tubes à plaques et (b) tubes ailetés. Dans le présent travail, les considérations pratiques et industrielles nous poussent à choisir le premier type : Figure2.1(a).

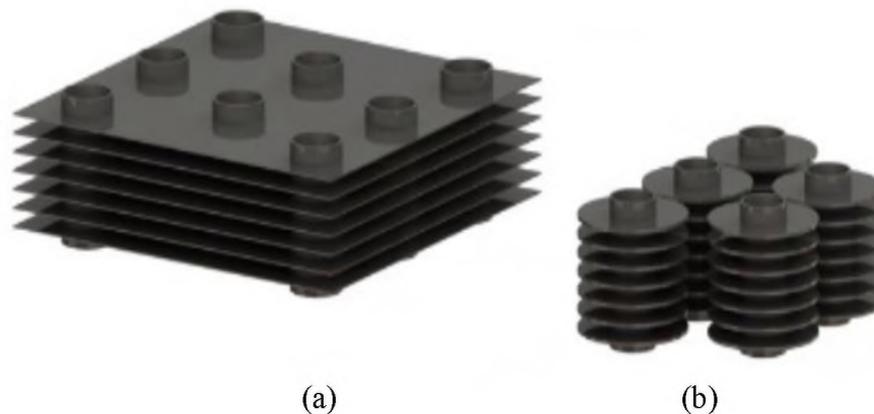


Figure 2.1 Types d'échangeurs compact

2.2 Analyse thermique, calcul de performance et dimensionnement de l'échangeur

Dans un premier temps, nous avons résumé notre méthode de calcul adoptée pour d'abord étudier la validité des surfaces d'échange des différents compartiments présentées au Tableau 2.1, puis vérifier les bilans de puissance correspondants. Par la suite, le dimensionnement des différents échangeurs a été entrepris selon la configuration choisie, également, d'autres informations ou données, références ou documentations ont été utilisées [3] [4].

2.2.1 Vérification de la puissance

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur, la puissance thermique étant toujours la principale préoccupation ; de ce fait, en se basant sur les données fournies par Socothyd illustrées par le Tableau 2.1 ainsi que les propriétés thermo-physiques des fluides (Tableau 2.2), nous avons pu vérifier les bilans énergétiques et évaluer pour chacun des compartiments le coefficient d'échange global correspondant.

A titre d'exemple pour le compartiment W01, pré-refroidissement, voici la procédure de calcul :

1. A partir des données fournies par le Tableau 2.1 :

$$T_{h_i} = 50 \text{ }^\circ\text{C}, T_{h_o} = 34.49 \text{ }^\circ\text{C}, T_{c_i} = 25 \text{ }^\circ\text{C}, T_{c_o} = 26.54 \text{ }^\circ\text{C}, A_1 = 138 \text{ m}^2, \text{ et } q = 27 \text{ kW}$$

Nous avons vérifié le taux de chaleur (puissance) par l'application de la conservation d'énergie coté tube (eau) :

$$q = (\dot{m}C_p\Delta T)_{\text{cold"eau"}} \quad (2.1)$$

D'où,

$$q = \frac{15000}{3600} \times 4178 (26.49 - 25) = 26 \text{ kW}$$

Donc le taux de chaleur (puissance) fourni requis par le refroidissement (l'eau de ville) est bien compatible avec le débit d'eau donné. Une erreur de 3.1% a été obtenue. D'une façon similaire, pour les deux compartiments W02A et W0B, nous avons vérifié la cohérence entre les débits fournis et la conservation d'énergie, nous trouvons 60.57 kW et 6.6 kW respectivement.

2.2.2 Validation des surfaces d'échange fournies

2.2.2.1 Evaluation de coefficient d'échange global

D'autre part, la chaleur sensible est donnée par :

$$q_s = (\dot{m}C_p\Delta T)_{\text{hot"air"}} \quad (2.2)$$

D'où,

$$q_s = \frac{2500}{3600} \times 1.1178 \times 1017.72 (50 - 34.49) = 12.25 \text{ kW}$$

Le coefficient d'échange global, U , est calculé comme suit.

$$U = \frac{q_s}{A F \Delta T_{LM}} \quad (2.3)$$

Avec,

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h_i} - T_{c_o}) - (T_{h_o} - T_{c_i})}{\ln\left(\frac{T_{h_i} - T_{c_o}}{T_{h_o} - T_{c_i}}\right)} \quad (2.4)$$

D'où,

$$\Delta T_{LM} = \frac{(50 - 26.49) - (34.49 - 25)}{\ln\left(\frac{50 - 26.49}{34.49 - 25}\right)} = 15.45 \text{ K}$$

Pour une surface d'échange $A = 138 \text{ m}^2$, et un facteur de correction 'F' tiré à partir du graphe (Figure 2.2) on trouve :

$$U = \frac{12.25 \times 10^3}{138 \times 0.99 \times 15.45} = 6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$$

D'une façon similaire pour les compartiments W02A et W02B, nous avons calculé les coefficients correspondant respectivement, $9.89 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$ et $5.05 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \text{K}^{-1}$.

A ce stade, après le calcul des coefficients par les paramètres fournis nous passons au calcul de l'ingénieur pour valider à la fin ces derniers. Notre méthodologie consiste à fixer la géométrie. Pour cela nous avons fait un calcul itératif pour atteindre les surfaces exigées par le cahier des charges en respectant l'encombrement d'espace d'un côté et en se basant sur un des abaques du livre de Kays & London (voir Annexe 2) en termes d'espacement entre les rangées ou entre les tubes, de diamètre hydraulique et extérieur des tubes, de densité des ailettes, etc.

Une fois la géométrie fixée, nous passons par la suite à la caractérisation de l'écoulement en allant au calcul du nombre de Reynolds, à l'évaluation des coefficients d'échange thermique en passant par la détermination des différents rendements.

Egalement, les aspects structurels sont considérés dans le dimensionnement pour éviter les phénomènes de l'érosion, de vibrations des tubes et bruits.

Le choix du matériau a été conservé puisque la documentation trouvée confirme que l'acier inox 316L se caractérise par une excellente résistance à la corrosion intergranulaire et il est recommandé dans les milieux acides pour des nombreuses applications notamment : Industrie chimique, vinicoles, maritimes, pétrolières, tanneries et photographiques.

Tableau 2.1 Paramètres thermodynamiques et dimensions fournies par Socothyd

Compartment	W01	W02A	W02B
Désignation	Pré refroidisseur	Refroidisseur	Batterie d'échauffement
Taux de chaleur (kW)	26.7	72.39	8.8
Surface d'échange (m ²)	138	230	11.4
Type de matériau	1.4404	1.4404	1.4404
Média coté tuyau	Eau de ville	Eau glacée	Vapeur surchauffée
Température entrée/sortie (°C)	25/26	5/7	130/120
Média à l'extérieur	Air d'échappement contaminé par CH ₂ Cl ₂	Air d'échappement contaminé par CH ₂ Cl ₂	Air d'échappement contaminé par CH ₂ Cl ₂
Température entrée/sortie (°C)	50 / 34	34.49 / 7	7.36 / 15
Débit massique coté tuyau (kg.h ⁻¹)	15000	22000	15
Débit volume Air d'échappement (m ³ .h ⁻¹)	2500	2500	2500

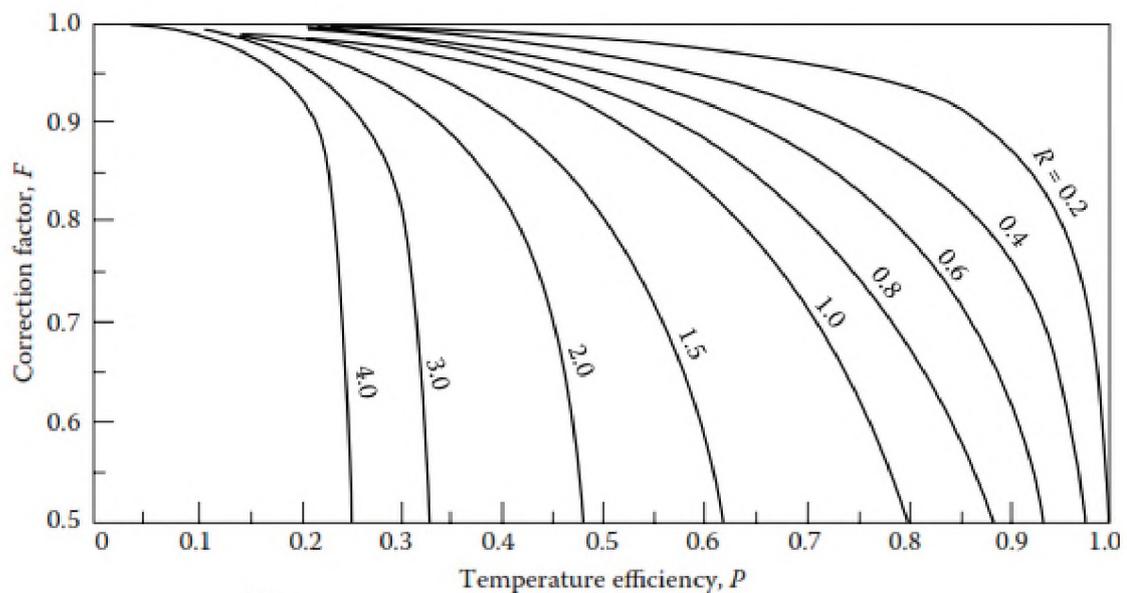


Figure 2.2 Facteur de correction F

Tableau 2.2 Les propriétés thermo-physiques de l'air d'échappement [5] et de l'eau [6]

Compartiment	W01		W02A		W02B	
	In	Out	In	Out	In	Out
Température d'air (°C)	50	34.49	34.49	7.36	7.36	15
	T_{moy}		T_{moy}		T_{moy}	
	42.25		20.93		11.18	
	$k_{inox\ 316L} (W.m^{-1}.K^{-1})$					
16.3						
$k_{air} (W.m^{-1}.K^{-1})$						
0.02595						
$\rho_{air} (kg.m^{-3})$						
1.1177						
$\mu_{air} (kg.m^{-1}.s^{-1}).10^{-5}$						
1.8938						
$C_p\ air (j.kg^{-1}.K^{-1})$						
1017.72						
Pr_{air}						
0.7427						
$R_{f\ air}'' (m^2.K.W^{-1})$						
0.0001						
Température d'eau (°C)	In	Out	In	Out	In	Out
	25	26.54	5	7.36	130	120
	T_{moy}		T_{moy}		T_{moy}	
	25.77		6.18		125	
$k_{eau} (W.m^{-1}.K^{-1}).10^{-3}$						
611.73						
$\rho_{eau} (kg.m^{-3})$						
997.22						
$\mu_{eau} (kg.m^{-1}.s^{-1}).10^{-6}$						
877.88						
$C_p\ eau (j.kg^{-1}.K^{-1})$						
4179.44						
Pr_{eau}						
6.0038						
$R_{f\ eau}'' (m^2.K.W^{-1})$						
0.0002						

2.2.2.2 Dimensionnement et calcul des paramètres géométriques de l'échangeur

En se basant sur les considérations et données fournies par le bureau d'étude de Socothyd (Tableau 2.1) ainsi que le plan de la batterie des échangeurs présentée en Annexe 2, les dimensions suivantes ont été adoptées pour les échangeurs compacts tubulaires à plaque proposés. La Figure 2.3 illustre les différents paramètres géométriques de la configuration proposée.

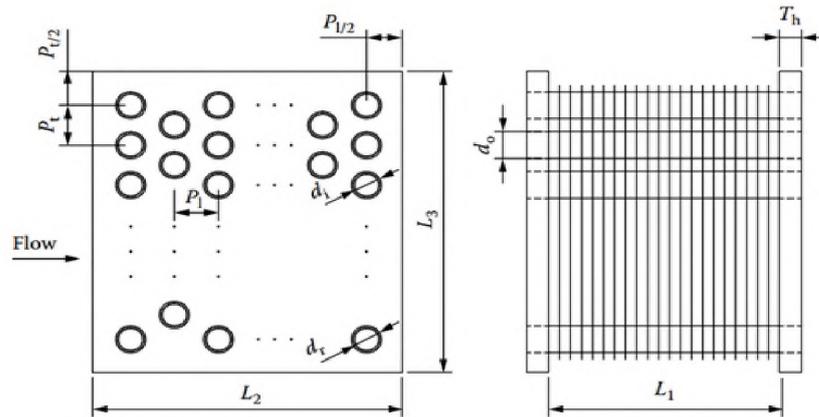


Figure 2.3 Configuration de l'échangeur proposé

Les valeurs des différentes dimensions adoptées sont illustrées dans le Tableau 2.3. Il est important de noter que les dimensions des paramètres P_T , P_1 et s ont été déterminées en faisant une similitude avec l'abaque dicté par l'Annexe 2.

Le nombre des tubes est donné par la relation [7]:

$$N_t = \frac{L_2 \cdot L_3}{P_T \cdot P_1} \quad (2.5)$$

Par exemple pour le compartiment W01, on trouve

$$N_t = \frac{500}{40} \frac{720}{40} = 225$$

La répartition des tubes pour la configuration triangulaire nous oblige à réduire ce nombre à $N_t = 210$. D'une façon similaire pour les compartiments W02A et W02B, on trouve les nombres 315 et 18 respectivement.

Par ailleurs, le nombre des ailettes par tube est donné par la relation [7] :

$$N_f = \frac{L_1}{s + t} \quad (2.6)$$

D'où, pour le premier compartiment, W01, on obtient :

$$N_f = \frac{720}{2.5 + 1} = 205$$

On définit la densité des ailettes par la relation :

$$N'_f = \frac{1}{s + t} \quad (2.7)$$

D'où,

$$N'_f = \frac{1}{(2.5 + 1)10^{-3}} = 285.71 \text{ m}^{-1}$$

D'une façon similaire, pour les deux compartiments W02A et W02B, on trouve $N'_f = 284.72 \text{ m}^{-1}$ et 333.33 m^{-1} respectivement.

Tableau 2.3 Dimensions des paramètres géométriques de la configuration de l'échangeur proposée (Figure 2.2)

Géométrie			
	W01	W02A	W02B
$L_1(mm)$	720		
$L_2(mm)$	500	730	40
$L_3(mm)$	720		
Diamètre extérieur des tubes $d_o(mm)$	16		
Diamètre intérieur des tubes $d_i(mm)$	15		
Epaisseur des ailettes $t(mm)$	1		
$P_t(mm)$	40	40	40
$P_1(mm)$	40	40	40
$T_h(mm)$	5		
Espacement entre les ailettes $s(mm)$	2.5	2	2.5

La surface d'échange résultante est donnée par la relation :

$$A = (\pi d_o L_1 - \pi d_o t N_f) N_t + 2 \left(L_2 L_3 - \frac{\pi d_o^2}{4} N_t \right) N_f + 2 (L_2 + L_3) t N_f \quad (2.8)$$

D'où,

$$\begin{aligned} A &= (\pi 0.016 \times 0.72 - \pi 0.016 \times 0.001 \times 205) 210 \\ &\quad + 2 \left(0.5 \times 0.72 - \frac{\pi \times 0.016^2}{4} \times 210 \right) 205 + 2(0.5 + 0.72) 0.001 \times 205 \\ &= 136.22 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

D'une façon similaire, nous avons obtenu pour les compartiments W02A et W02B, les valeurs suivantes : 230.18 m² et 11.1 m² respectivement. Ces valeurs sont très proches de celles données par le bureau d'étude Socothyd (Tableau 2.1), avec un écart ne dépassant pas 2 %, confirmant ainsi la validation des dimensions proposées.

2.2.2.3 Calcul du coefficient d'échange global

Le coefficient d'échange global rapporté à la surface d'échange côté air d'échappement est donné par la relation suivante [4].

$$\frac{1}{U} = \left(\left(\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} \right) + A_o R''_{eau} + A_o R_{\omega} + A_o R''_{air} + \left(\frac{1}{\eta_o h_o} \right) \right) \quad (2.9)$$

La résistance de conduction de la paroi des tubes est donnée par la relation :

$$R_{\omega} = \frac{\ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2 \pi k_{inox} L_1 N_t} \quad (2.10)$$

La surface d'échange A_o est calculée par l'Eq. (2.8).

La surface interne des tubes est donnée par :

$$A_i = \pi d_i L_1 N_t \quad (2.11)$$

Le coefficient d'échange de l'air, h_o , est donné par la corrélation [7]:

$$h_o = j G C_p \text{Pr}_{air}^{-\frac{2}{3}} \quad (2.12)$$

Avec, G est la vitesse massique donnée par la relation :

$$G = \frac{\rho_{air} V_{air}}{\sigma} \quad (2.13)$$

Et,

$$V_{air} = \frac{\dot{Q}_{air}}{A_{fr}} \quad (2.14)$$

Où, $A_{fr} = L_1 \times L_3$ est la surface frontale, \dot{Q}_{air} est le débit volume d'air d'échappement, et σ est donnée par le rapport de surfaces ($=A_{min}/A_{fr}$). La surface A_{min} se calcule comme suit :

Les distances entre les rangées sont données par les relations [7]:

$$x = \frac{((P_T - d_o) - (P_1 - d_o).t.N_f)}{2} \quad (2.15)$$

$$y = \left(\left(\frac{P_T}{2} \right)^2 + (P_1^2) \right)^{0.5} - d_o - (P_1 - d_o).t.N_f \quad (2.16)$$

$$x' = 2.x \text{ et } y' = 2.y$$

$$z = \min(x', y') \quad (2.17)$$

Ainsi, on a

$$A_{min} = \left(\left(\left(\frac{L_3}{P_T} \right) - 1 \right) . z + (P_T - d_o) - (P_T - d_o).t.N_f' \right) . L_1 \quad (2.18)$$

Le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re_{do} = G \frac{d_o}{\mu_{air}} \quad (2.19)$$

Le facteur de Colburn j est donné par la corrélation [8]:

$$j = 0.14 (Re_{do}^{-0.328}) \left(\frac{P_t}{P_1} \right)^{-0.5} \left(\frac{s}{d_o} \right)^{0.31} \begin{cases} 500 < Re_{do} < 24\,700 \\ 1,97 < \frac{P_t}{d_o} < 2,55 \\ 1,7 < \frac{P_1}{d_o} < 2,58 \\ 0,08 < \frac{s}{d_o} < 0,64 \end{cases} \quad (2.20)$$

Le coefficient d'échange par convection de l'eau à travers les tubes, h_i , se calcule comme suit.

$$h_i = \frac{Nu k_{eau}}{d_i} \quad (2.21)$$

Le nombre de Nusselt, Nu, dépend de régime de l'écoulement, dicté par le nombre de Reynolds :

$$Re_{di} = \frac{\rho_{eau} V_{eau} di}{\mu_{eau}} \quad (2.22)$$

Avec :

$$V_{eau} = \frac{8\dot{m}_{eau}}{\rho_{eau}\pi d_i^2 N_t} \quad (2.23)$$

Le nombre de Nusselt, Nu, correspondant est donné par la corrélation [6] :

$$Nu = \frac{(f/2)(Re_{di} - 1000)Pr_{eau}}{(1 + 12.7(f/2)^{0.5}(Pr_{eau}^{2/3} - 1))} \quad (2.24)$$

Où, f est le coefficient de friction donné par la corrélation :

$$f = (1.58 \ln(Re_{di}) - 3.28)^{-2} \quad (2.25)$$

L'approximation du rendement global η_o (extrémité adiabatique) est donné par la relation :

$$\eta_o = \left(1 - (1 - \eta_{ail}) \cdot \left(\frac{A_f}{A} \right) \right) \quad (2.26)$$

Avec

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(m l^*)}{m l^*} \quad (2.27)$$

Où, m est le module de l'ailette donné par :

$$m = \left(\frac{2 h_o}{k_{inox} \cdot t} \right)^{0.5}$$

Pour la configuration de l'ailette illustrée à la Figure 2.4, la longueur de l'ailette peut être estimée par la relation [7] :

$$l^* = (r_e - r_o) \left[1 + \frac{t}{2(r_e - r_o)} \right] [1 + 0.35 \ln(\rho)] \quad (2.28)$$

Où,

$$\rho = \frac{r_e}{r_o} = 1.27 \lambda_1 (\beta_1 - 0.3)^{0.5}$$

$$\lambda_1 = \frac{M}{r_o} ; \beta_1 = \frac{L}{M}$$

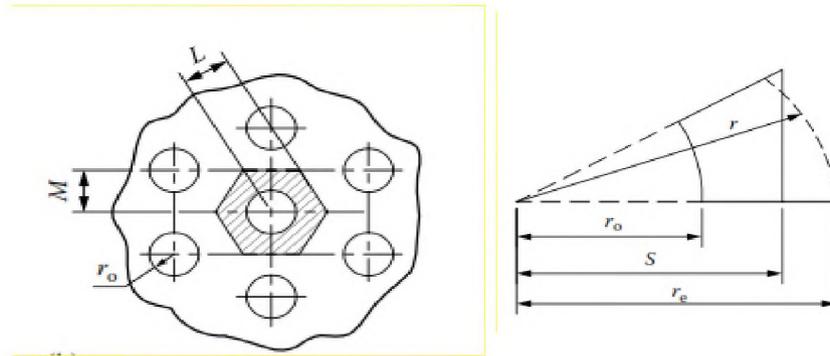


Figure 2.4 Paramètres géométriques de l'ailette [7]

Ensuite, on recalcule les surfaces d'échanges en utilisant l'équation :

$$A = \frac{q}{U F \Delta T_{lm}} \tag{2.29}$$

Avec le paramètre de correction F est tiré à partir du graphe (Figure 2.2).

Le **Tableau 2.4** récapitule les valeurs des différents paramètres géométriques et thermiques, et dimensions déterminées par l'approche de calcul proposée. Comme on peut le constater, de bonnes concordances ont été obtenues entre les valeurs calculées et celles fournies par le bureau d'étude Socothyd (Tableau 2.1).

Tableau 2.4 récapitulatif des paramètres géométriques et thermiques, et dimensions déterminées par l'approche de calcul proposée.

Compartment W01						
A_i (m ²)	A_o (m ²)	N_i	N_f	h_i (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	h_o (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	η_o (%)
7.12	136.22	210	205	1169	27.54	68.49
$U = 9.02$ (W.m ⁻² .°C ⁻¹)						
$A_{of} = 96.83$ m ²						
Compartment W02A						
A_i (m ²)	A_o (m ²)	N_i	N_f	h_i (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	h_o (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	η_o (%)
10.69	230.18	315	240	671.41	28.69	67.47
$U = 6.51$ (W.m ⁻² .°C ⁻¹)						
$A_{of} = 142.41$ m ²						

Compartiment W02B						
A_i (m ²)	A_o (m ²)	N_i	N_f	h_i (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	h_o (W.m ⁻² .°C ⁻¹)	η_o (%)
0.61	11.10	18	205	137.94	28.95	63.32
$U = 5.26$ (W.m ⁻² .°C ⁻¹)						
$A_{of} = 11.05$ m ²						

2.2.3 Validation du bilan de puissance

Dans cette partie nous nous intéressons à valider les puissances calculées et vérifiées dans la section 2.2.1, pour cela on prend en considération le transfert de masse. La procédure de calcul est comme suit [9] :

Le transfert de masse concerne uniquement les deux premiers compartiments, le taux de transfert est donné par :

$$q = h_a A \eta_{ms} \Delta h_m \quad (2.30)$$

Avec :

$$\Delta h_m = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\ln \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}} \quad (2.31)$$

$$h_a = \frac{h_o}{Cp_a} \quad (2.32)$$

A : La surface d'échange fixé à 230.18 m² (W02)

η_{ms} : Le rendement de la surface ailetée avec effet combiné de transfert de chaleur et de masse.

$$\Delta h = h_\infty - h_w = \quad (2.33)$$

$$Cp_a(T_\infty - T_w) + h_{fg}(\omega_\infty - \omega_w) + h_f(\omega_\infty - \omega_w) + \omega_\infty Cp_v(T_\infty - T_w)$$

Les deux derniers termes sont presque 0.5% de $h_w - h_\infty$ donc ils peuvent être négligés.

D'où :

$$\Delta h = h_\infty - h_w = Cp_a(T_\infty - T_w) + h_{fg}(\omega_\infty - \omega_w) \quad (2.34)$$

Donc :

$$\Delta h_1 = h_{\infty 1} - h_{w2} = Cp_a(T_{\infty 1} - T_{w2}) + h_{fg}(\omega_{\infty 1} - \omega_{w2})$$

$$\Delta h_2 = h_{\infty 2} - h_{w1} = Cp_a(T_{\infty 2} - T_{w1}) + h_{fg}(\omega_{\infty 2} - \omega_{w1})$$

A titre d'exemple pour le compartiment W02, refroidisseur, voici les données :

$$Cp_a(T_{moy}) = 1.006 \text{ Kj} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}$$

$$T_{\infty 1} = Ta_i = 34.49 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\infty 2} = Ta_o = 7.36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_w = \frac{\sum T}{4} = 13.55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

L'enthalpie de vaporisation calculée à la température de la paroi T_w :

$$h_{fg}(T_w) = 2468.92 \text{ Kj} \cdot \text{Kg}^{-1}$$

L'humidité relative est donnée par [10] :

$$\omega = 0.622 \frac{Pg}{P_a - Pg} \quad (2.35)$$

Ainsi,

$$\omega_{\infty 1} = 0.622 \frac{Pg(T_{\infty 1})}{P_a - Pg(T_{\infty 1})} = 0.622 \frac{5.487}{100 - 5.487} = 0.0361 \text{ kg}_{H_2O} \cdot \text{kg}_{air}^{-1} \text{ sec}$$

$$\omega_{w2} = 0.622 \frac{Pg(T_{w2})}{P_a - Pg(T_{w2})} = 0.622 \frac{1.623}{100 - 1.623} = 0.0103 \text{ kg}_{H_2O} \cdot \text{kg}_{air}^{-1} \text{ sec}$$

$$\omega_{\infty 2} = 0.0095 \text{ kg}_{H_2O} \cdot \text{kg}_{air}^{-1} \text{ sec}$$

$$\omega_{w1} = 0.0065 \text{ kg}_{H_2O} \cdot \text{kg}_{air}^{-1} \text{ sec}$$

$$\begin{aligned} \Delta h_1 &= h_{\infty 1} - h_{w2} = Cp_a(T_{\infty 1} - T_{w2}) + h_{fg}(\omega_{\infty 1} - \omega_{w2}) \\ &= 1.006(39.49 - 14.14) + 2468.92(0.0361 - 0.0103) = 84.29 \text{ Kj} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta h_2 &= h_{\infty 2} - h_{w1} = Cp_a(T_{\infty 2} - T_{w1}) + h_{fg}(\omega_{\infty 2} - \omega_{w1}) \\ &= 1.006(7.36 - 12.96) + 2468.92(0.0095 - 0.0065) = 1.78 \text{ Kj} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

$$\Delta h_m = \frac{\Delta h_1 - \Delta h_2}{\ln \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2}} = \frac{84.29 - 1.78}{\ln \frac{84.29}{1.78}} = 21.39 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$h_d = \frac{h_o}{Cpa} = \frac{28.69}{1006} = 28.51 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$$

Le rendement est donné par [11] :

$$\eta_{ms} = \left(1 - (1 - \eta_m) \cdot \left(\frac{A_f}{A} \right) \right) \quad (2.36)$$

$$\eta_m = \frac{\tanh(M l^*)}{M l^*} \quad (2.37)$$

Avec

$$M = m \left(1 + \frac{C h_{fg}}{Cpa} \right)^{0.5} \quad (2.38)$$

Où, le paramètre m et l^* sont les paramètres définis précédemment dans l'Eqs. 27 et 28.

Avec le paramètre C est défini par :

$$C = \frac{C_1 + C_2}{2} \quad (2.39)$$

$$C_1 = \frac{\omega_{w1} - \omega_{\infty 1}}{T_{w1} - T_{\infty 1}} = 0.0012$$

$$C_2 = \frac{\omega_{w2} - \omega_{\infty 2}}{T_{w2} - T_{\infty 2}} = 5.49 \cdot 10^{-4}$$

D'où,

$$C = \frac{C_1 + C_2}{2} = \frac{0.0012 + 5.49 \cdot 10^{-4}}{2} = 8.749 \cdot 10^{-4}$$

$$M = m \left(1 + \frac{C h_{fg}}{Cpa} \right)^{0.5} = 59.33 \left(1 + \frac{8.749 \cdot 10^{-4} \cdot 2468.92}{1.006} \right)^{0.5} = 105.25$$

Le rendement ainsi vaut :

$$\eta_m = \frac{\tanh(M l^*)}{M l^*} = \frac{\tanh(105.25 \cdot 0.0219)}{105.25 \cdot 0.0219} = 42.52 \%$$

$$\eta_{ms} = \left(1 - (1 - \eta_{ail}) \cdot \left(\frac{A_f}{A} \right) \right) = \left(1 - (1 - 0.4252) \cdot \left(\frac{222.233}{230.183} \right) \right) = 44.51 \%$$

Finalement :

$$q = h_d A \eta_{ms} \Delta h_m = 28.51 \times 230.18 \times 0.4451 \times 21.39 = 52.51 \text{ kW}$$

D'une façon similaire on trouve pour le premier compartiment un taux de transfert de chaleur de 20.49 kW. Le **Tableau 2.5** résume les résultats obtenus.

Tableau 2.5 Récapitulatif des paramètres déterminés

Compartiment W01					
Δh_1 (Kj.Kg ⁻¹)	Δh_2 (Kj.Kg ⁻¹)	Δh_m (Kj.Kg ⁻¹)	h_d (kg.m ⁻² .s ⁻¹)	η_{ms} (%)	η_{ms} (%)
29.72	34.69	5	27.93 10 ⁻³	13.16	16.76
$q = 20.49 \text{ kW}$					
Compartiment W02A					
Δh_1 (Kj.Kg ⁻¹)	Δh_2 (Kj.Kg ⁻¹)	Δh_m (Kj.Kg ⁻¹)	h_d (kg.m ⁻² .s ⁻¹)	η_m (%)	η_{ms} (%)
84.29	1.78	21.39	28.51 10 ⁻³	42.52	44.51
$q = 62.52 \text{ kW}$					

Ceci a mené à valider encore une fois le bilan de puissance fourni par le cahier des charges avec une erreur de 23.48 % pour W01 et 13.63% pour W02A.

2.2.4 Calcul des pertes de charges

La corrélation qui permet de sommer les pertes de pression des ailettes et des tubes est donnée par [11] :

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_f \quad (2.40)$$

Tel que,

Δp_t : perte de pression engendrée par les tubes.

Δp_f : perte de pression engendrée par les ailettes.

Alors la chute de pression à l'extérieur des tubes vaut :

$$\Delta p_t = N_L \chi \left(\frac{\rho_{air} V_{max}^2}{2} \right) f_t \quad (2.41)$$

$$\Delta p_f = 4 f_f \left(\frac{L^2}{D_h} \right) \left(\frac{G^2}{2 g \rho_{air}} \right) \quad (2.42)$$

Cette formule est proposée par Rich [7].

Avec,
$$V_{max} = \frac{P_T}{2(P_1 - d_o)} V_{air}$$

$$Re_{do_{max}} = V_{max} \frac{d_o}{\nu_{air}}$$

$$N_L = 18$$

$$f_f = 0.508 (Re_{do}^{-0.521}) \left(\frac{P_T}{d_o} \right)^{1.318} \quad (2.43)$$

Les paramètres χ et f_t sont tirés à partir du graphe représenté dans la Figure (2.4).

Tableau 2.6 Perte de pression à travers la batterie

	Compartment W01	Compartment W02A	Compartment W02B	La Batterie
Δp_t (Pa)	13.03	113.74	83.9	210.67
Δp_f (Pa)	8.99	187.42	50.36	246.78
Δp (Pa)	22.03	301.16	134.26	457.45

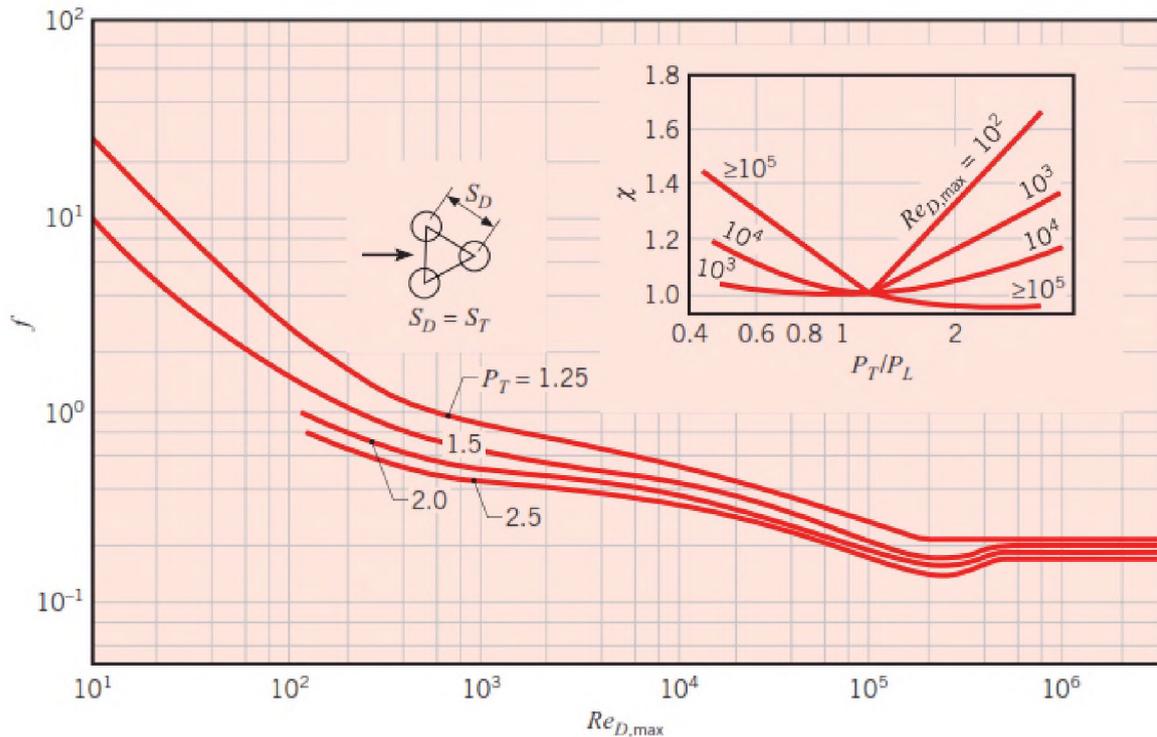


Figure 2.5 Graphe pour les paramètre de l'équation 2.42 [6]

2.2.5 Synthèse

Les calculs énergétiques et le dimensionnement de l'échangeur sont basés sur la fiche technique fournie par Socothyd.

Les résultats obtenus avec les méthodes de calcul d'ingénieur ont été utilisés avec précaution, et ce pour les raisons suivantes (i) les coefficients de convection estimés à l'aide de corrélations avec des incertitudes pouvant aller jusqu'à 30%, ainsi (ii) les incertitudes dans la prédiction du coefficient d'échange global pouvant même dépasser les 30%, et (iii) le facteur d'encrassement (fouling factor) dû à l'accumulation de dépôt sur les parois de conduite pouvant provoquer une diminution importante du transfert de chaleur. D'où, il est tout à fait normal de surdimensionner (overdesign, dénoté OS) les échangeurs de chaleur pour éviter les surprises déplaisantes. Ce surdimensionnement peut être calculé à l'aide de la relation suivante

$$OS = 100 \cdot \left(1 - \left(\frac{A_{of}}{A} \right) \right) \tag{2.44}$$

On trouve approximativement 29 % pour W01, 38 % pour W02A et 1% pour W02B

Aussi, nous constatons que les pertes de charges ne dépassent pas 0.5 kPa, donc les problèmes résultant de ce phénomène n'apparaissent pas dans notre batterie.

Chapitre 3

3. CONCEPTION DE LA BATTERIE D'ÉCHANGEURS

Dans ce chapitre nous allons présenter les éléments de conception des différents organes mécaniques constituant la batterie d'échangeurs. Nous avons proposé une nouvelle configuration démontable, et ce afin d'effectuer l'entretien et le nettoyage de la batterie d'échangeurs d'une façon convenable, ce qui permet d'augmenter sa durée de vie. Pour ce faire le logiciel SolidWorks a été utilisé.

3.1 Eléments de conceptions

3.1.1 Les compartiments

La batterie est composée de trois compartiments d'échangeurs de chaleur type compact à plaque, nommés W01, W02A et W02B respectivement (comme présenté à la section 2.2).

- Les compartiments W01 et W02A :

La Figure 3.1 illustre les deux éléments de base : la plaque percée et le tube. Une fois ces deux pièces conçues, on passe directement au sous assemblage des compartiments par la fonction répétition linéaire pour les tubes suivant la longueur et la largeur de la plaque, puis on fait répéter par la même fonction la plaque percée suivant la longueur du tube, chacun avec son espacement prédéfini.

La Figure 3.2 montre le compartiment W01, qui comporte 210 tubes ($\varnothing 16, L736$) et 205 ailettes (plaques percées) (730×510). La Figure 3.3 montre le compartiment W02A, qui comporte 240 tubes ($\varnothing 16, L736$) et 315 ailettes (plaques percées) (740×730). Pour plus de détails on se réfère aux dessins techniques N° 1 et 2 présentés à l'Annexe 3.

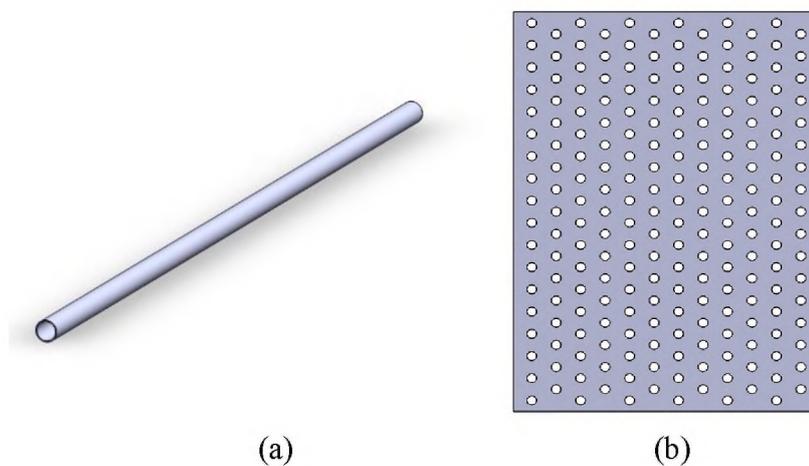


Figure 3.1 (a) Tube (b) Plaque percée

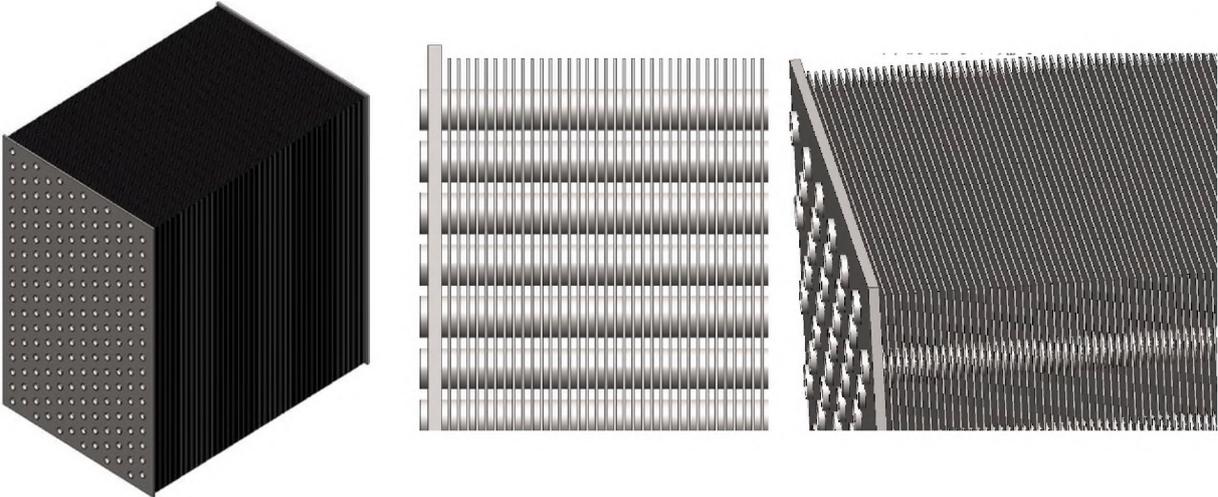


Figure 3.2 Le sous-assemblage du compartiment W01

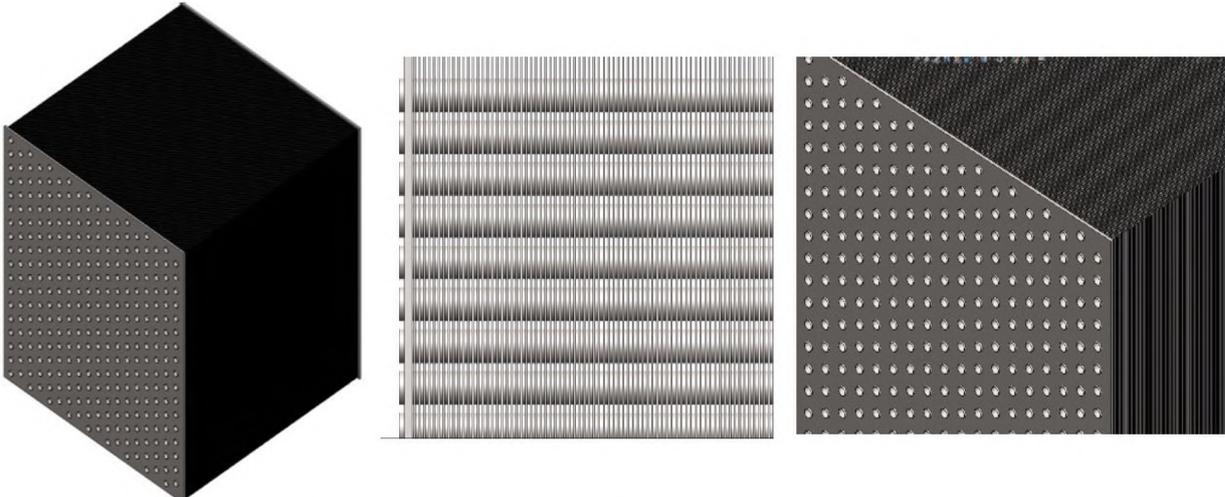


Figure 3.3 Le sous-assemblage du compartiment W02A

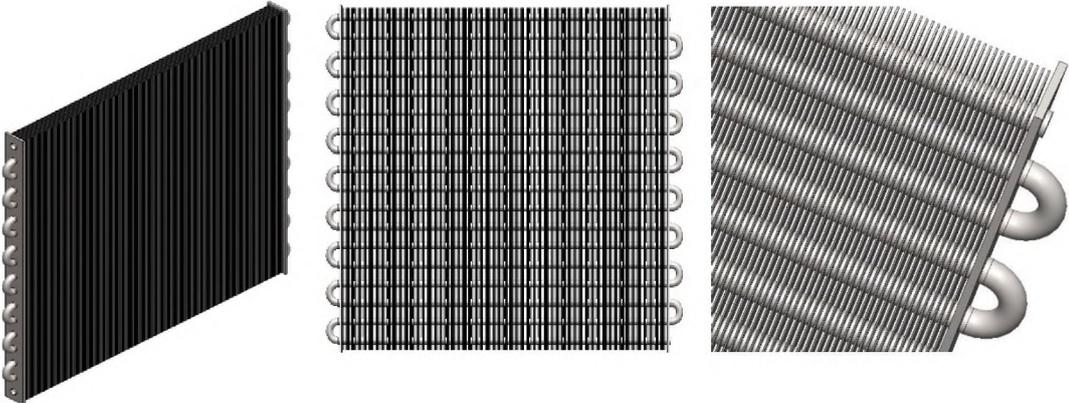


Figure 3.4 Le sous-assemblage du compartiment W02B

- Le compartiment W02B

Contrairement aux deux premiers, le troisième compartiment W02B est un échangeur de type serpentin à ailettes. Pour plus de détails on se réfère au dessin technique N° 3 présenté à l'Annexe 3.

3.1.2 Le diffuseur

Dans la calandre on trouve deux diffuseurs (d'entrée et de sortie). Nous avons pris exactement les mêmes dimensions fournies par l'entreprise pour répondre aux contraintes d'encombrement.

Voir Annexe 3, dessins techniques N° 6 et 7 pour plus de détails.

3.1.3 Les chambres d'eau

Les chambres d'eau « FRONT AND REAR HEADER », sont des éléments où l'eau de refroidissement s'accumule avant de passer à travers les tubes. Nous avons conçu ces chambres de façon à ce qu'il soit plus facile d'intervenir à l'intérieur des tubes et d'éliminer ceux qui ont subi une défaillance. L'attachement est assuré par un joint d'étanchéité, des rainures ont été dimensionnées pour la fixation des joints [12].

Voir Annexe 3, les dessins techniques N° 8 ,9,10,11,12,13,14,15,16 et17 pour plus de détails.

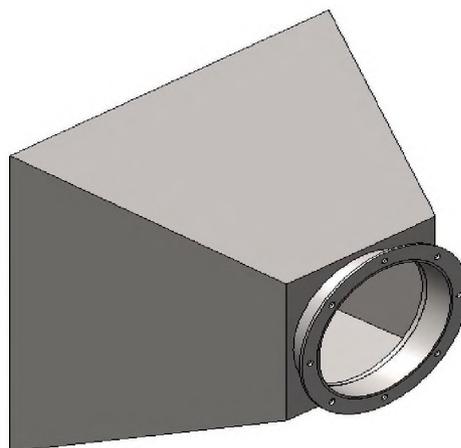


Figure 3.5 Le diffuseur

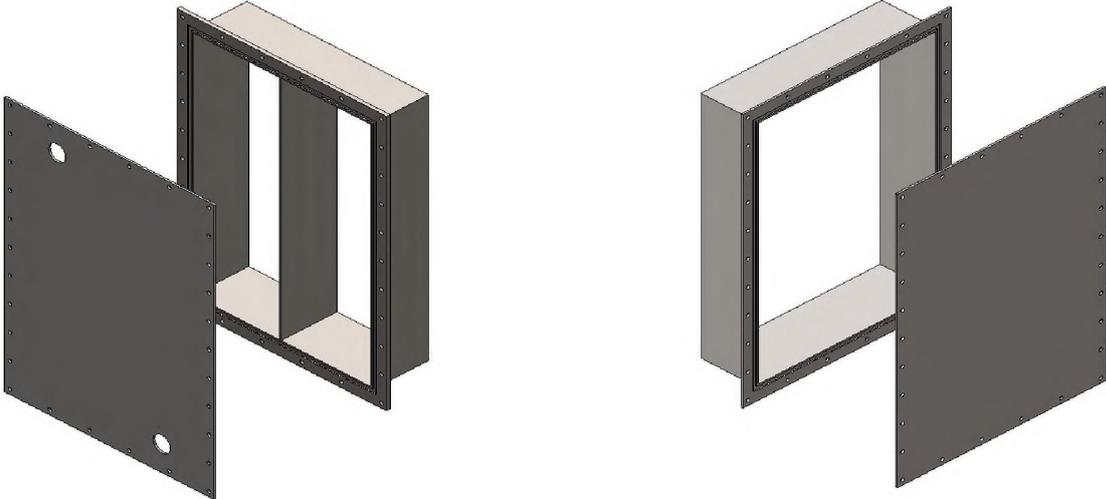


Figure 3.8 Les chambres d'eau du compartiment W01

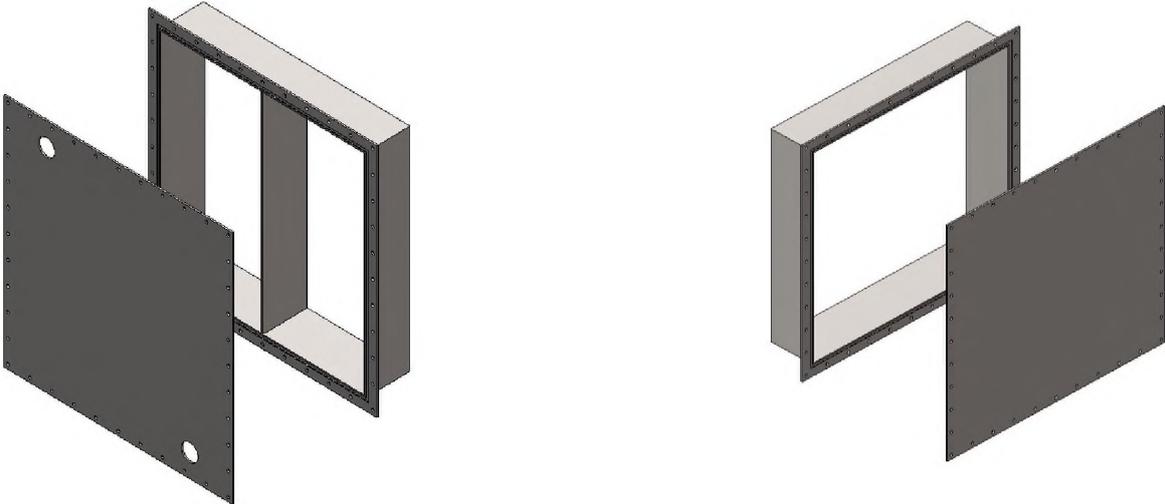


Figure 3.8 Les chambres d'eau du compartiment W02A



Figure 3.8 Les caches du serpentin du compartiment W02B

3.1.4 La calandre

Le corps est constitué de cache de calandre avec la possibilité de le démonter pour effectuer le nettoyage nécessaire des compartiments. Nous avons bien conservé les dimensions d'encombrement comme l'indique le cahier des charges. Nous avons laissé la possibilité d'apporter des modifications sur les parois pour ajouter les moyens des mesures nécessaires entre les compartiments.

Voir Annexe 3, dessins techniques N° 4 et 5

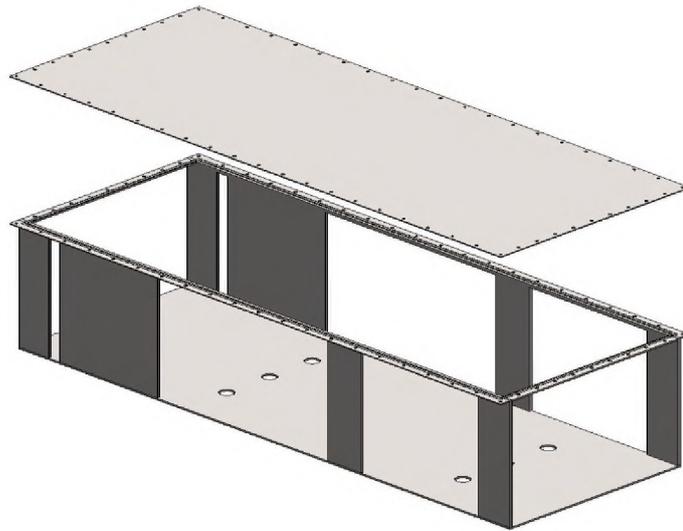


Figure 3.9 Le corps de la calandre

3.2 L'assemblage de la batterie des échangeurs

3.2.1 L'assemblage de la calandre

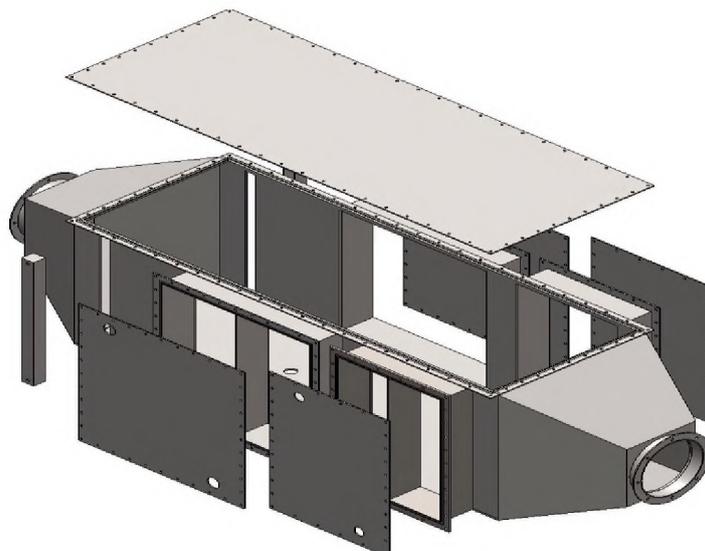


Figure 3.10 L'assemblage de la calandre

3.2.1 L'assemblage de la batterie

On assemble ainsi tous les éléments créés pour générer la Figure 3.11 :

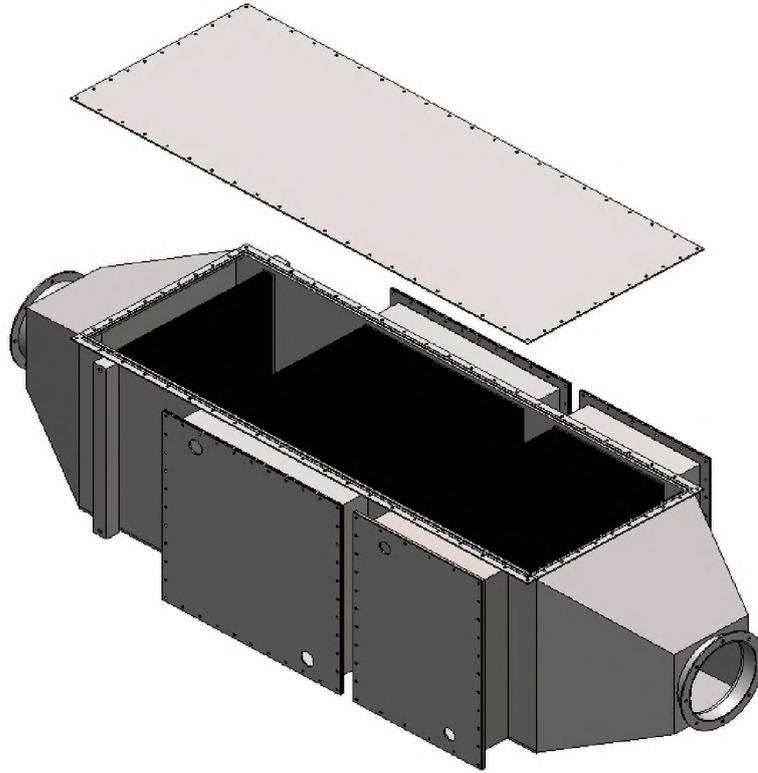


Figure 3.11 L'assemblage de la batterie

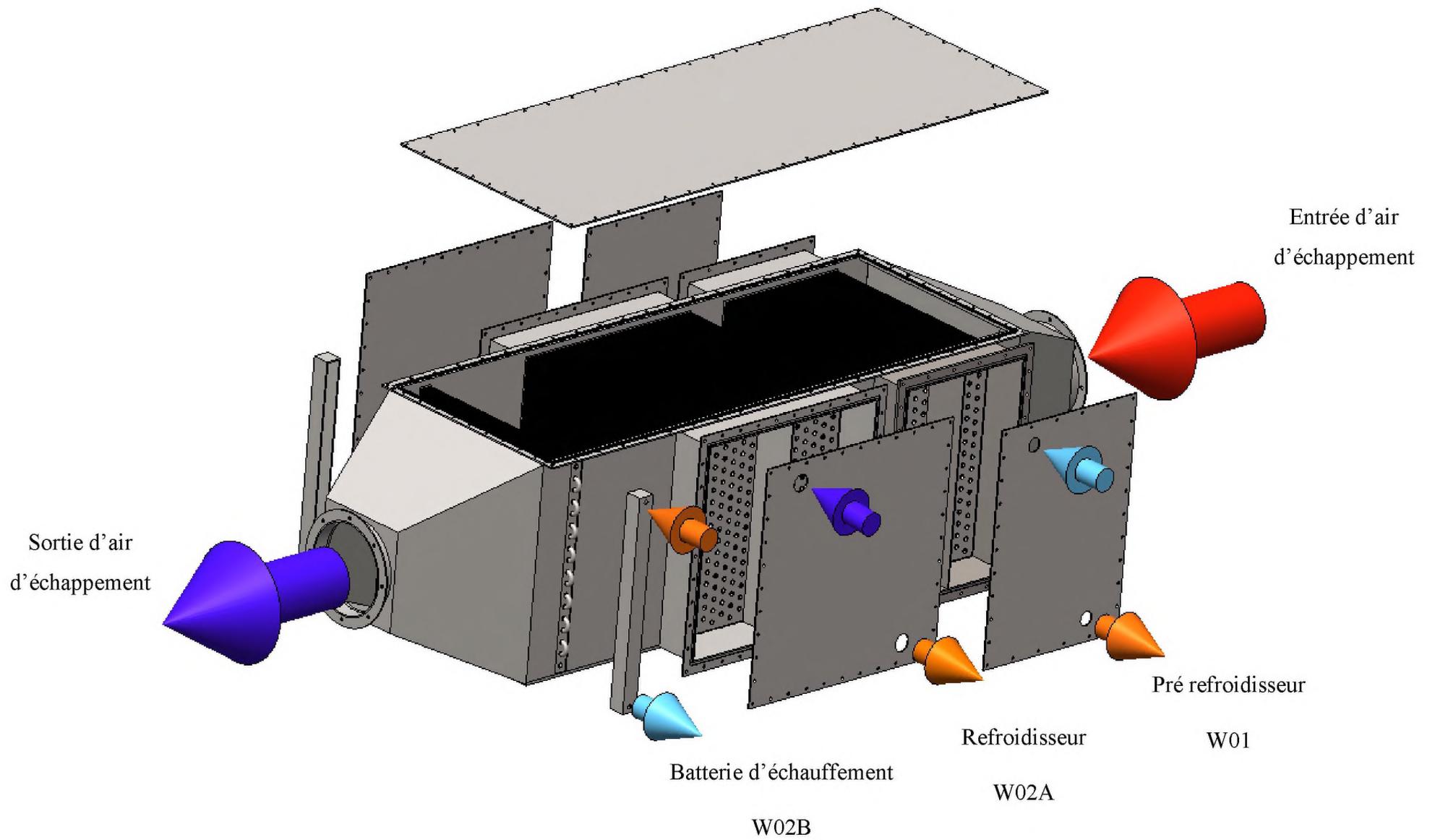


Figure 3.12 Modèle 3D de la Batterie avec les directions des différents écoulements

Chapitre 4

4. MODELISATION ET SIMULATION NUMERIQUE

Une fois la conception effectuée, la modélisation et la simulation de l'échangeur suivront. Dans ce chapitre nous abordons en premier une étude structurelle des contraintes et des déplacements puis nous faisons une analyse de l'écoulement par l'outil CFD Fluent.

4.1 Analyse du modèle et étude statique

Nous avons effectué la simulation à l'aide de SOLIDWORKS. L'étude concerne les trois compartiments d'échangeurs de chaleurs séparés puis assemblés avec la calandre.

4.1.1 Géométrie et modèle de simulation

Pour les deux premiers compartiments (W01 et W02A) et en raison de symétrie nous avons réduit l'étude à un huitième (Figure 4.1), tandis que le compartiment W02B ainsi que la totalité de la batterie sont pris en géométrie complète car ils n'exigent pas un temps de calcul important par rapport aux deux premiers compartiments. Ainsi, les modèles géométriques sont illustrés sur les Figures 4.2-4.4.

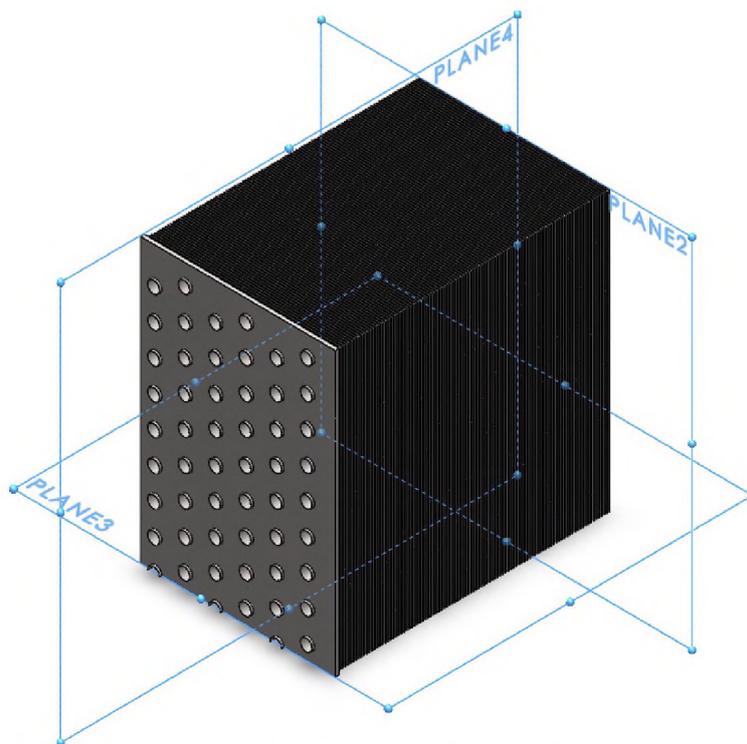


Figure 4.1 Élément en 3-D et les plans de symétrie du compartiment W01

- Compartiment W01

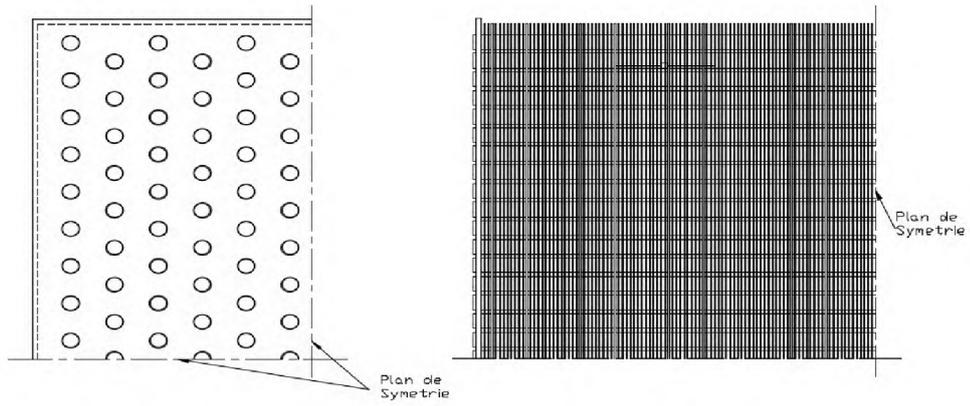


Figure 4.2 Modèle géométrique du compartiment W01

- Compartiment W02A

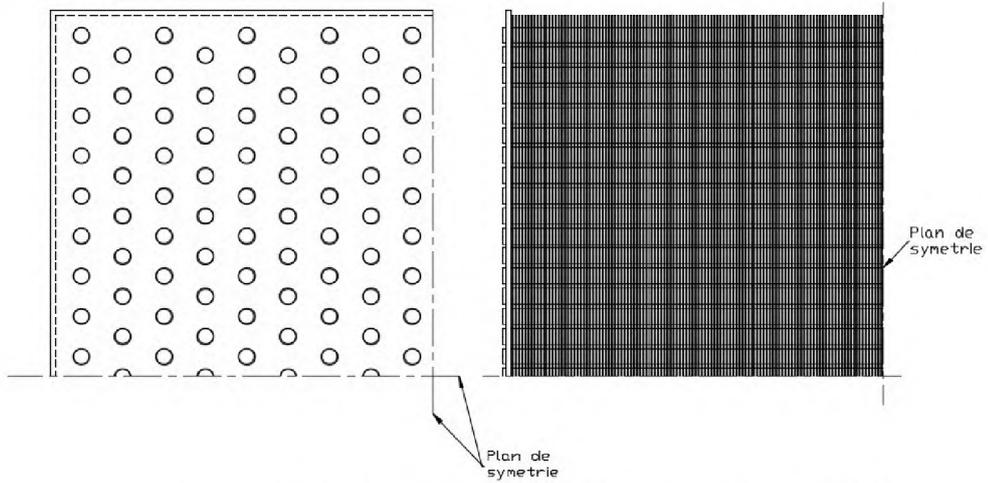


Figure 4.3 Modèle géométrique du compartiment W02A

- Compartiment W02B

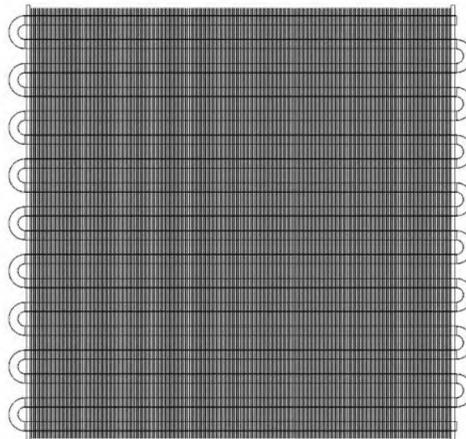


Figure 4.4 Modèle géométrique du compartiment W02B

- La calandre :

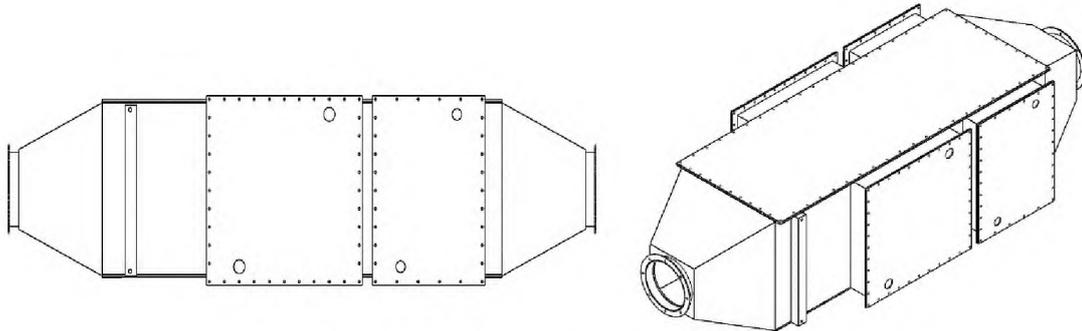


Figure 4.5 Modèle géométrique de la calandre

4.1.2 Maillage

Pour les trois compartiments, nous avons fait un maillage triangulaire d'ordre supérieur qui a la particularité d'avoir une convergence plus rapide que le cas quadratique. Nous avons aussi utilisé un maillage assez raffiné pour assurer la fiabilité des résultats, le **Tableau 4.1** résume les performances du maillage.

Tableau 4.1 Les performances du maillage

	W01	W02A	W02B
Type de maillage	Maillage de solide	Maillage de solide	Maillage de solide
Points de Jacobien	4 Points	4 Points	4 Points
Taille minimale de l'élément	3 mm	1 mm	2 mm
Taille maximale de l'élément	15 mm	10 mm	13 mm

SOLIDWORKS nous donne la possibilité de définir le maillage de façon contrôlable par l'option « Curvature-based mesh » où on introduit le nombre minimum d'éléments sur une courbure (cercle dans notre cas). Pour les trois compartiments nous avons pris 26, 24 et 34 éléments par cercle respectivement et un taux de croissance de 1.1.

Pour la calandre on a fait un maillage standard, c'est-à-dire le maillage se fait d'une façon automatique selon le type des surfaces. Si c'est circulaire il fait un maillage triangulaire et si c'est plan il fait un maillage quadratique. Les différents maillages sont illustrés sur les Figures 4.6, 4.7, 4.8 et 4.9.

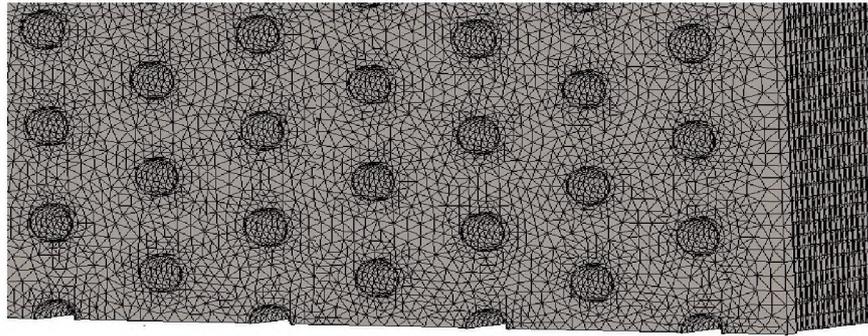


Figure 4.6 Maillage du compartiment W01

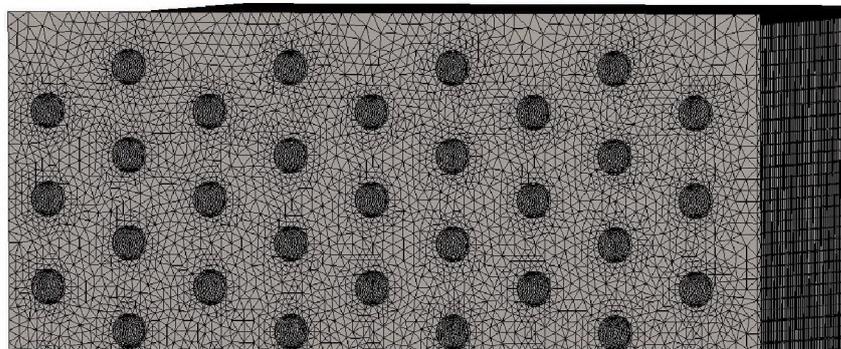


Figure 4.7 Maillage du compartiment W02A

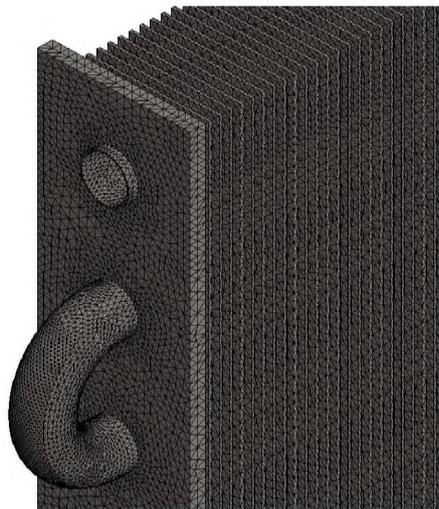


Figure 4.8 Maillage du compartiment W02B

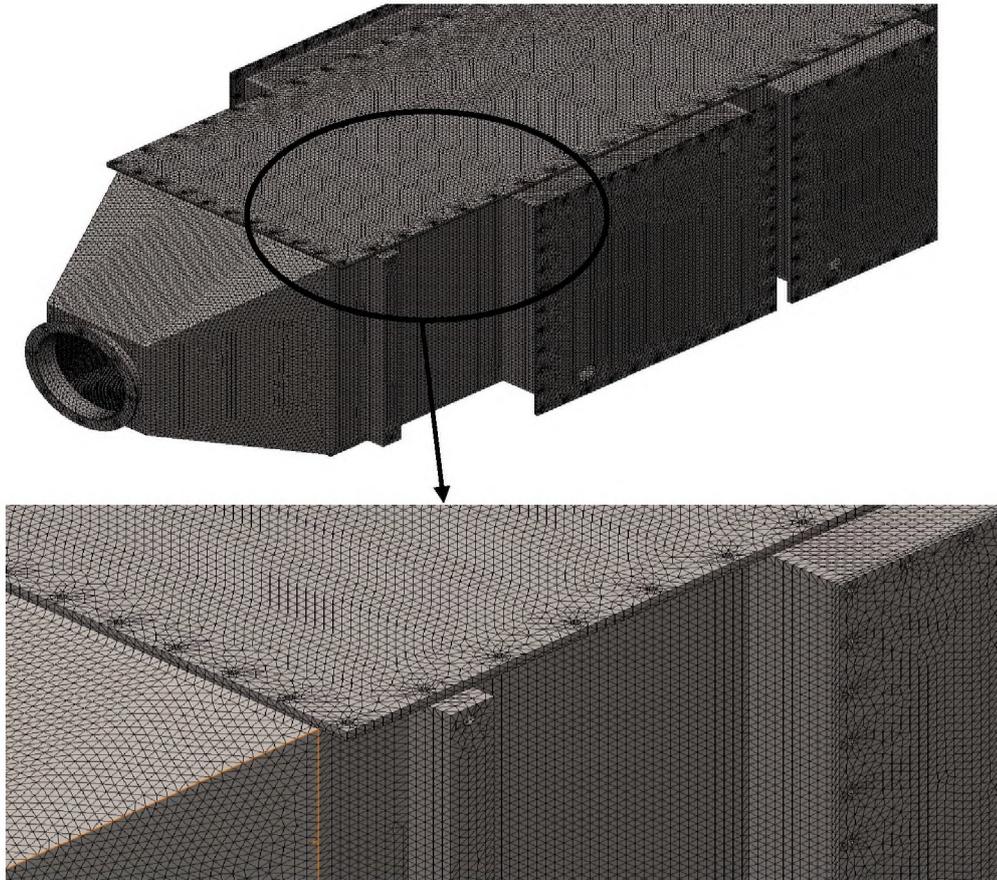


Figure 4.9 Maillage de la calandre

Le **Tableau 4.2** résume les différents paramètres du maillage adopté : le nombre des nœuds, d'éléments et les degrés de liberté (DDL).

Tableau 4.2 Les paramètres du maillage

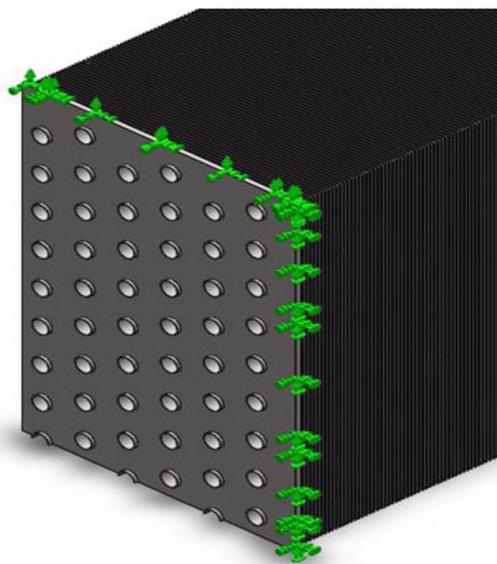
	Nombre des nœuds	Nombre d'éléments	Nombre de DDL
W01	9 835 006	5 088 211	29 503 664
W02A	15 418 294	7 958 753	46 252 516
W02B	10 042 583	5 044 634	30 108 904
La calandre	10 281 259	6 511 101	30 837 236

4.1.3 Les charges et les déplacements imposés

Les deux plaques qui supportent les compartiments sont soudées à l'intérieur de la batterie, ce qui suppose que pour chacune de ces plaques est encastrée. Ceci est pareillement appliqué pour les quatre coins de la calandre.

La condition de symétrie s'imposera pour les deux premiers compartiments (Figure 4.1). Globalement la batterie est soumise à la force de pesanteur, donc un chargement extérieur du poids est appliqué sur tous les éléments. Les Figures 4.13 et 4.14 montrent le type ainsi que les détails relatifs à chaque chargement.

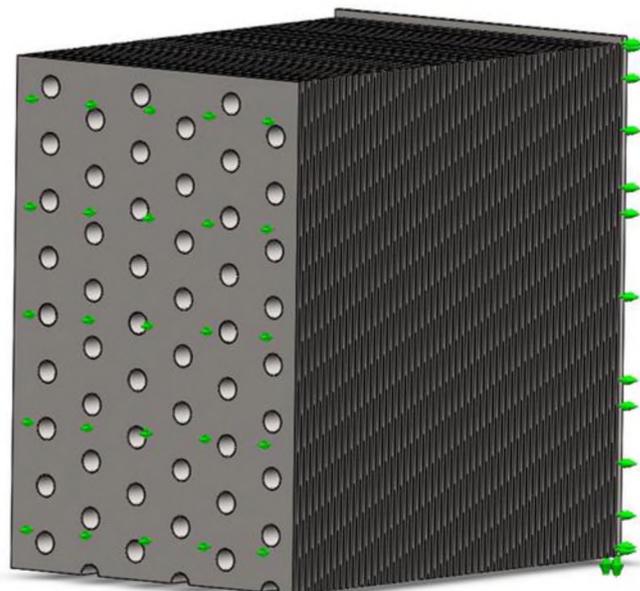
- Compartiment W01



Entités : 8 faces

Type : Encastrement

Symbol :



Entités : 3 faces

Type : Symétrie

Symbol :

Figure 4.10 Les déplacements imposés sur le compartiment W01

- Compartiment W02B

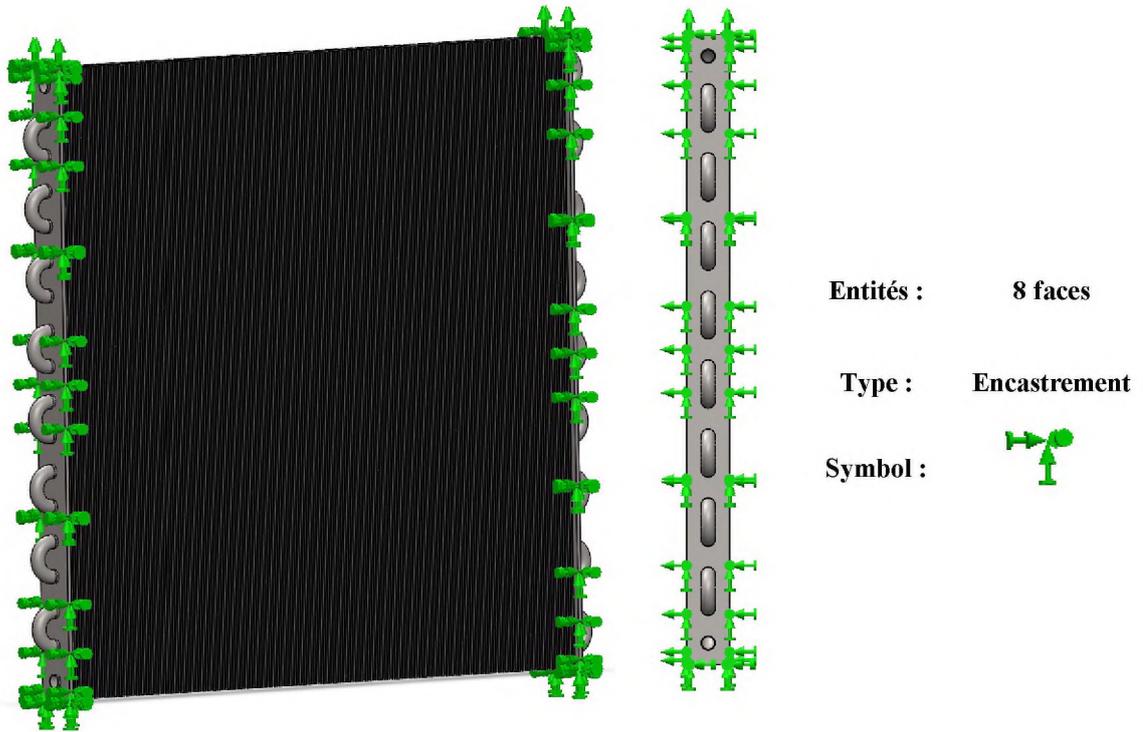


Figure 4.11 Les déplacements imposés sur le compartiment W02B

- La calandre :

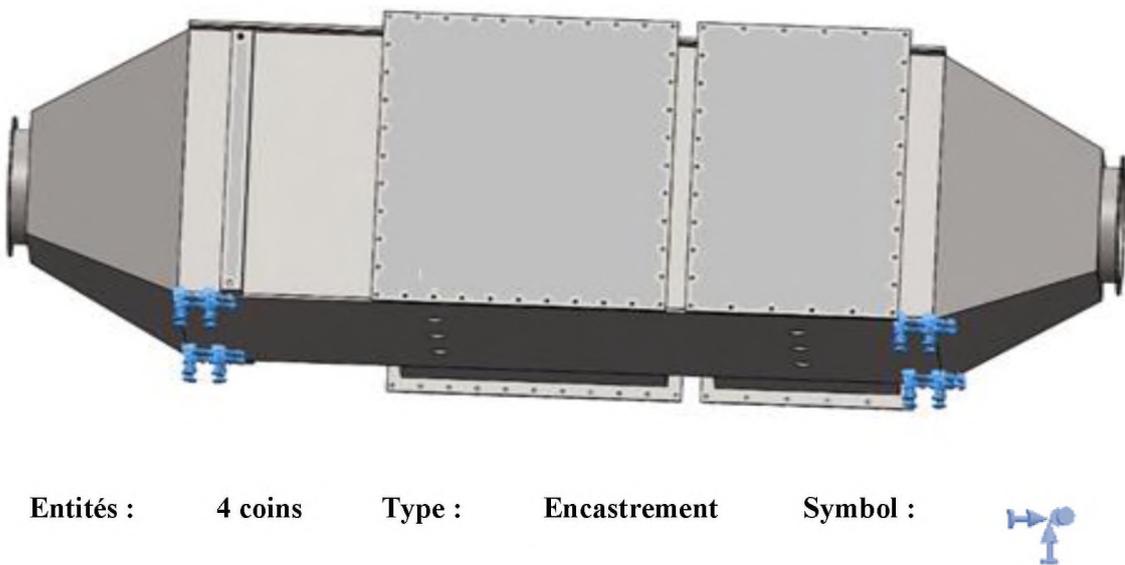


Figure 4.12 Les déplacements imposés sur la calandre

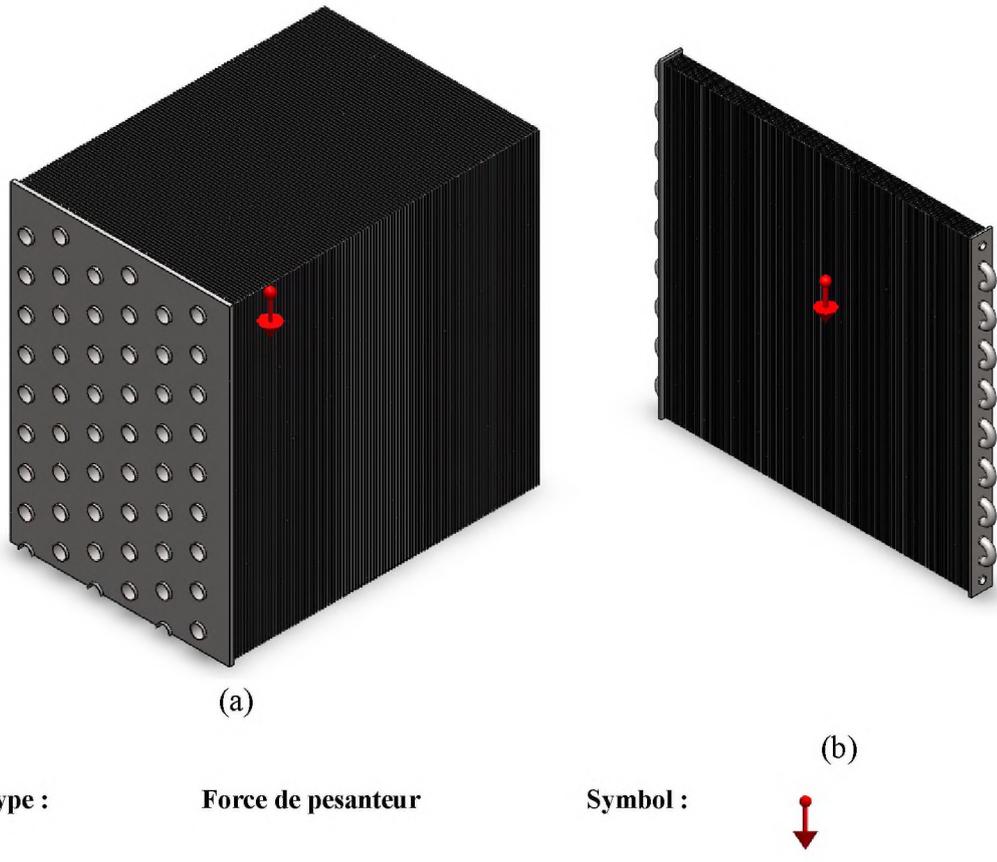


Figure 4.13 Le chargement imposé sur (a) le compartiment W01 (b) le compartiment W02B

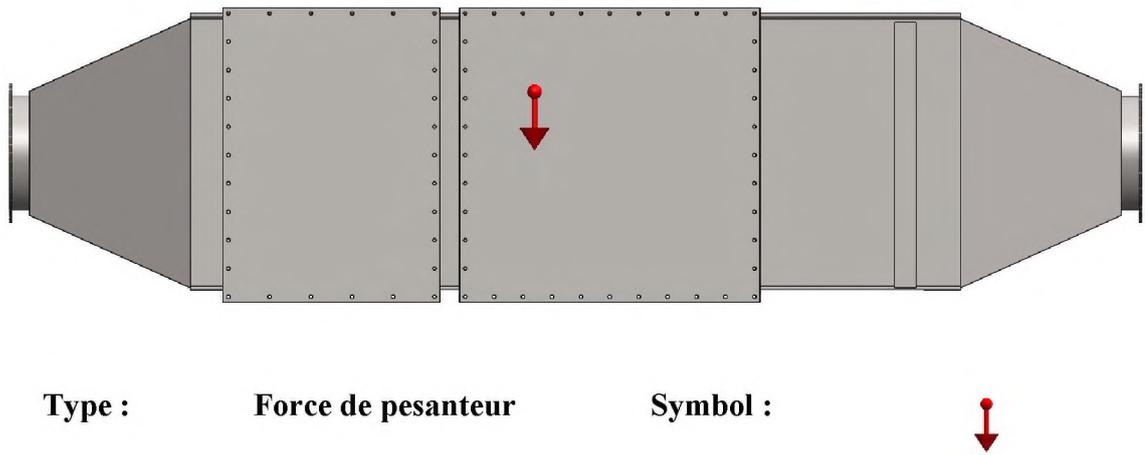


Figure 4.14 Le chargement imposé sur la calandre

4.1.4 Résultats de la simulation

4.1.4.1 Champ de contrainte de Von Mises

Les Figures 4.15, 4.17 et 4.19 montrent les contours de la contrainte de Von Mises dans les différents compartiments (vue isométrique). Tandis que les Figures 4.16, 4.18 et 4.20 donnent la localisation des contraintes maximales dans chaque compartiment.

Compartiment W01

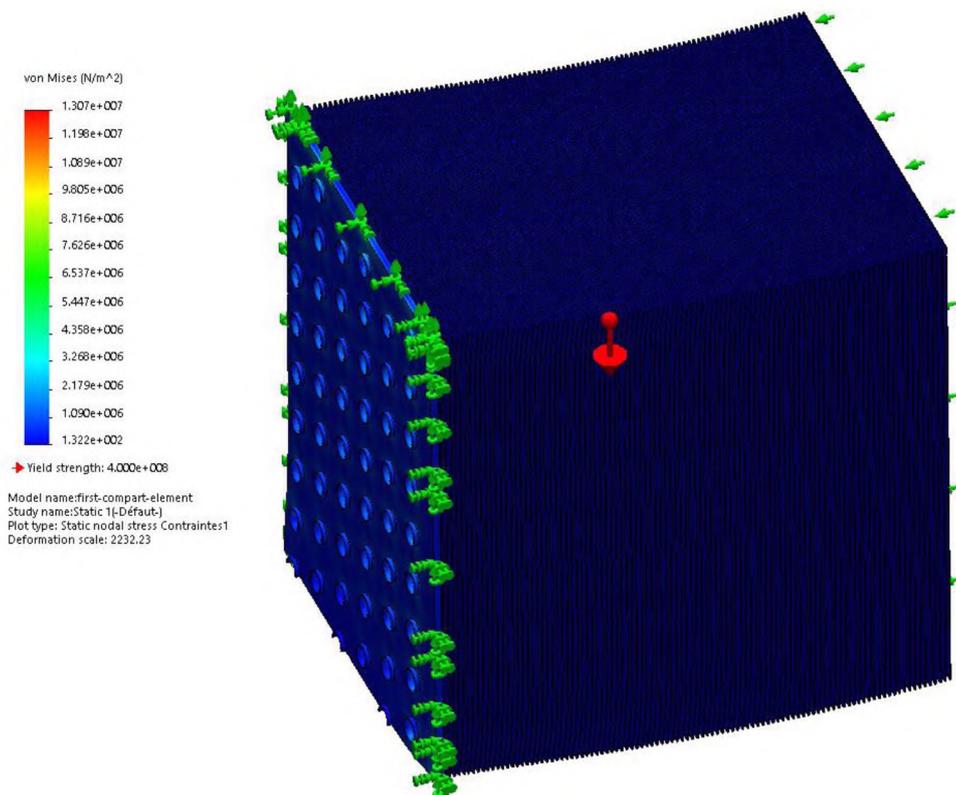


Figure 4.15 Contours de la contrainte de Von Mises W01

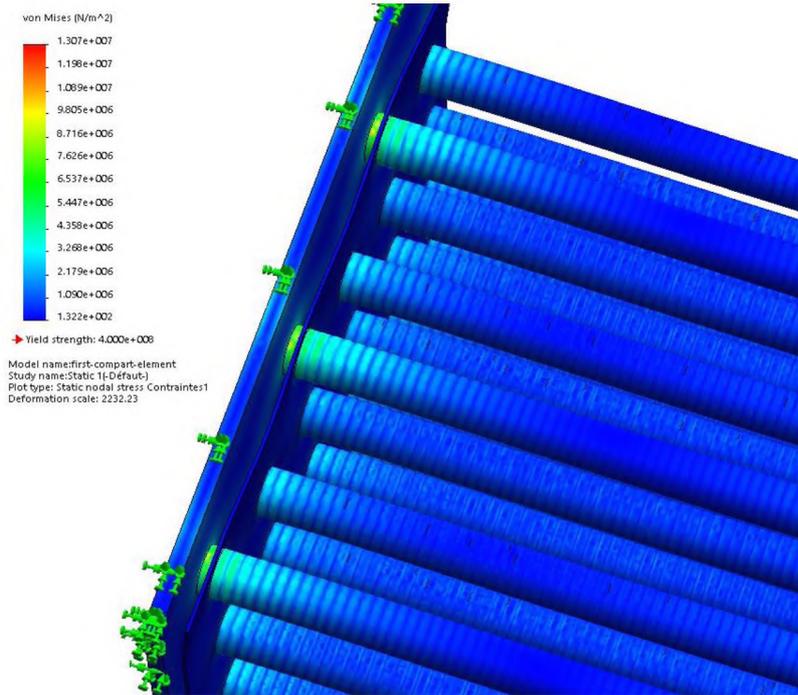


Figure 4.16 Localisation de la contrainte maximale W01

Compartment W02A

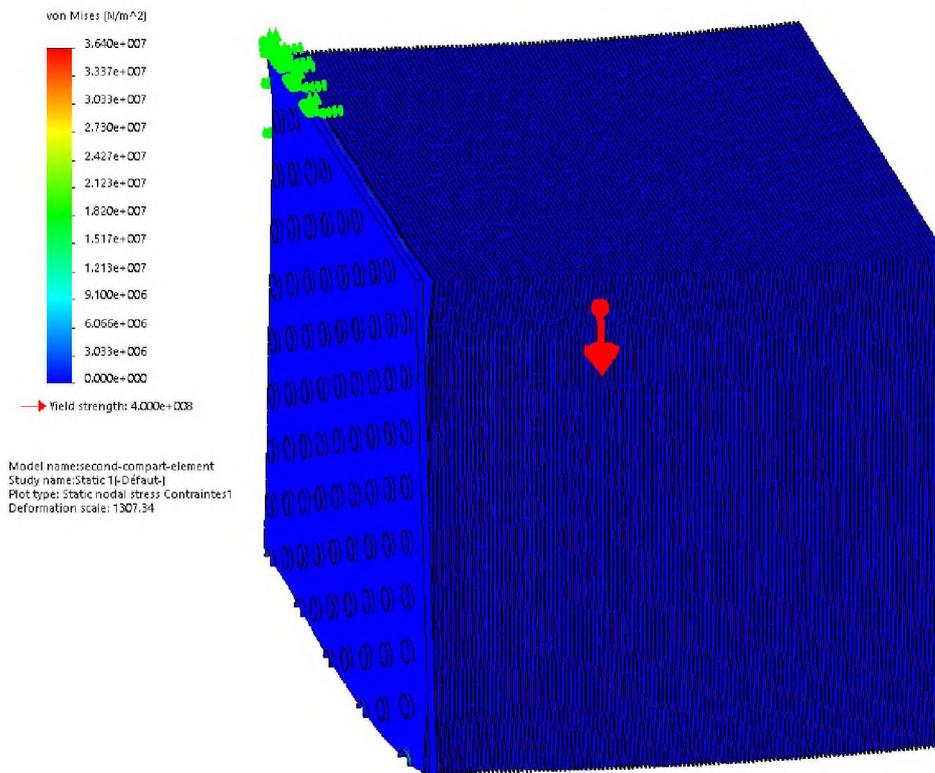


Figure 4.17 Contours de la contrainte de Von Mises W02A

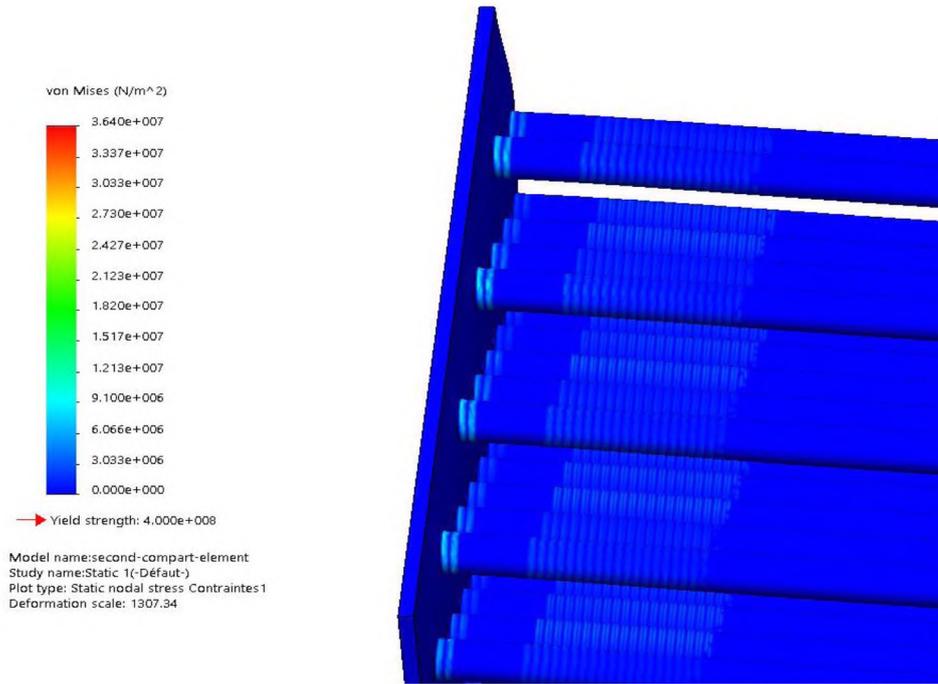


Figure 4.18 Localisation de la contrainte maximale dans W02A

Compartiment W02B

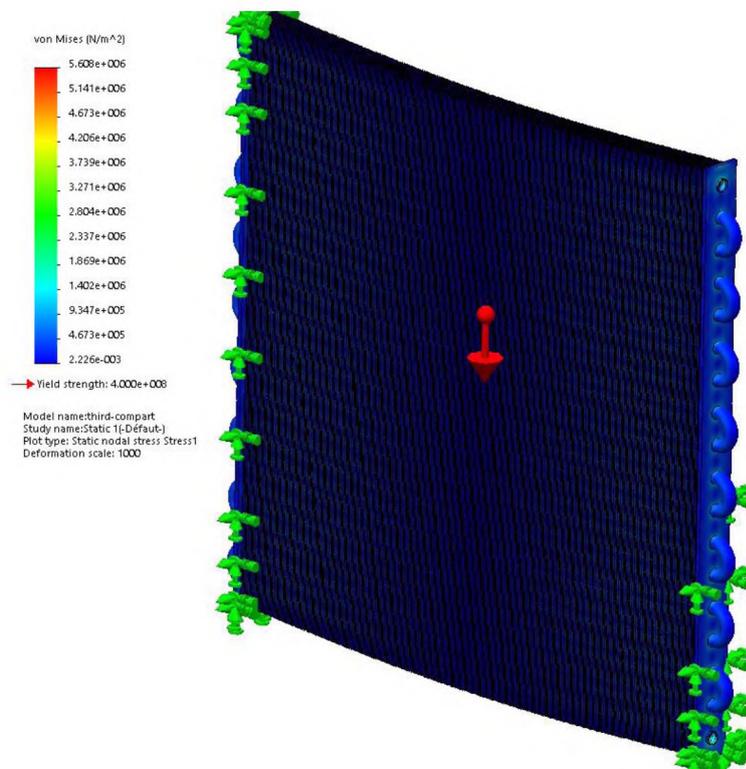


Figure 4.19 Contours de la contrainte de Von Mises W02B

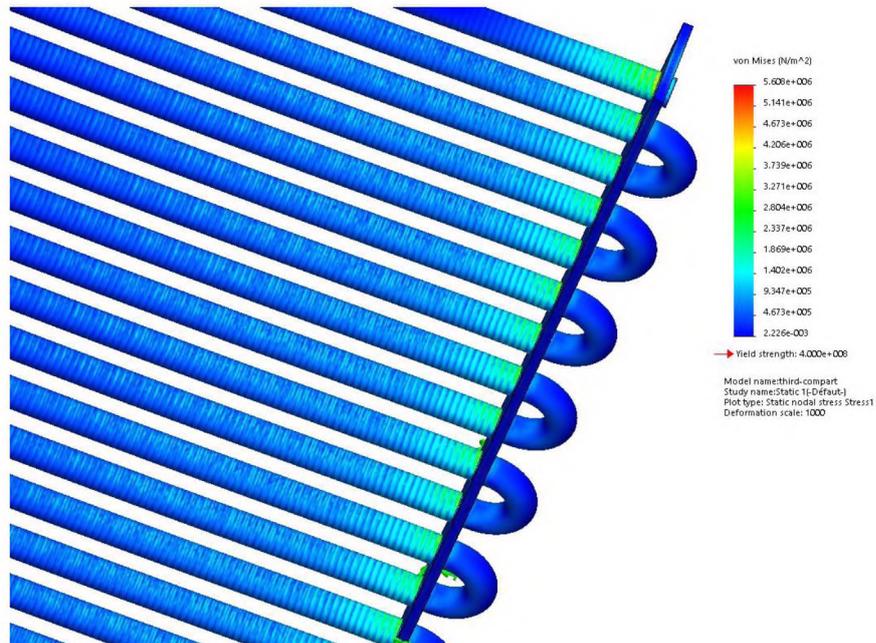


Figure 4.20 Localisation de la contrainte maximale dans W02B

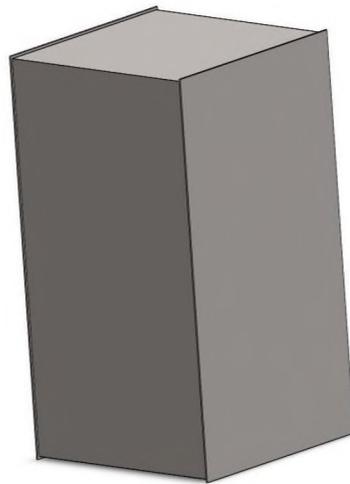


Figure 4.21 Le bloc utilisé pour remplacer W01

- **La calandre**

Afin de réduire le temps de calcul on a simplifié la géométrie complexe des compartiments où on a créé des pièces qui ont la même forme et le même poids, un exemple de ces blocs est représenté dans la Figure 4.21.

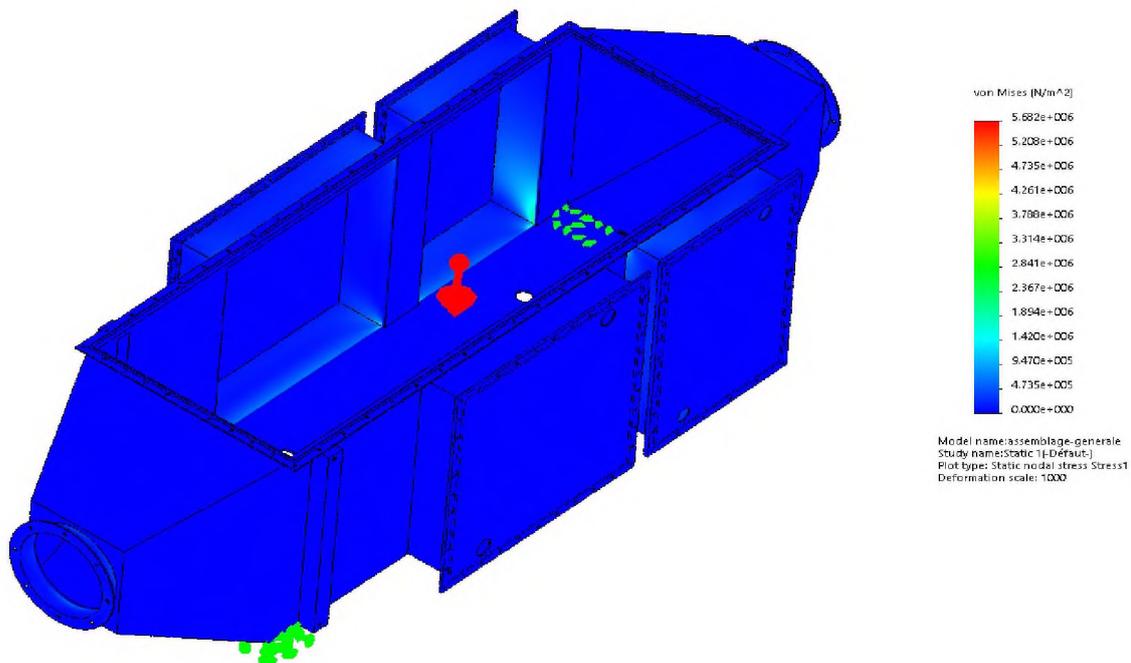


Figure 4.22 Contours de la contrainte de Von Mises dans la calandre

4.1.4.2 Analyse des résultats

Le contour des contraintes de Von Mises trouvé dans la section précédente (Figures 4.15, 4.16, 4.17, 4.18, 4.19 et 4.20), indique que les valeurs maximales se développent que sur une partie des tubes au voisinage des plaques qui supportent les compartiments.

Pour les trois compartiments on trouve que la concentration des contraintes se situe principalement autour des zones proches des plaques dans les rangées supérieures. En descendant de ces rangées la contrainte diminuera et elle est répartie le long des tubes.

On trouve pour W01, W02A et W02B une contrainte maximale respectivement de 13.07, 36.4 et 5.6 MPa. Alors que la limite élastique du matériau 316L est de 400 MPa, il vient :

$$\sigma_{max} < \frac{1}{2} \sigma_e$$

On note également que dans les plaques la concentration des contraintes est localisée au niveau de l'encastrement avec une valeur négligeable. Pour les ailettes proches aux plaques qui supportent les compartiments, un léger champ de contrainte a été noté.

Pour la calandre, les résultats de l'analyse montrent que les contraintes sont réparties dans les zones où les compartiments sont assemblés. La contrainte maximale est de l'ordre de 5.68 MPa.

4.1.4.3 Champ de déplacement

Les Figures 4.23-4.26 illustre le champ de déplacement dans les compartiments ainsi que dans la calandre.

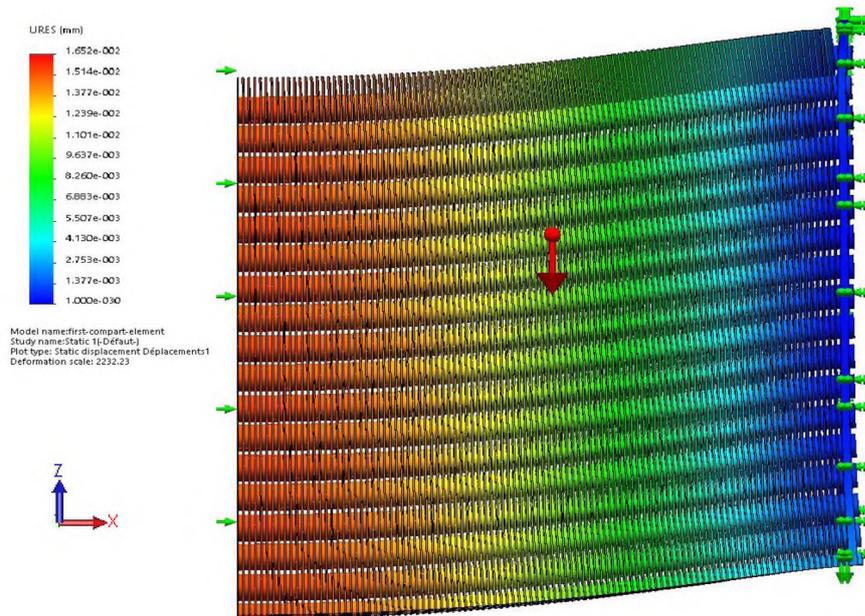


Figure 4.23 Visualisation du champ de déplacement du compartiment W01

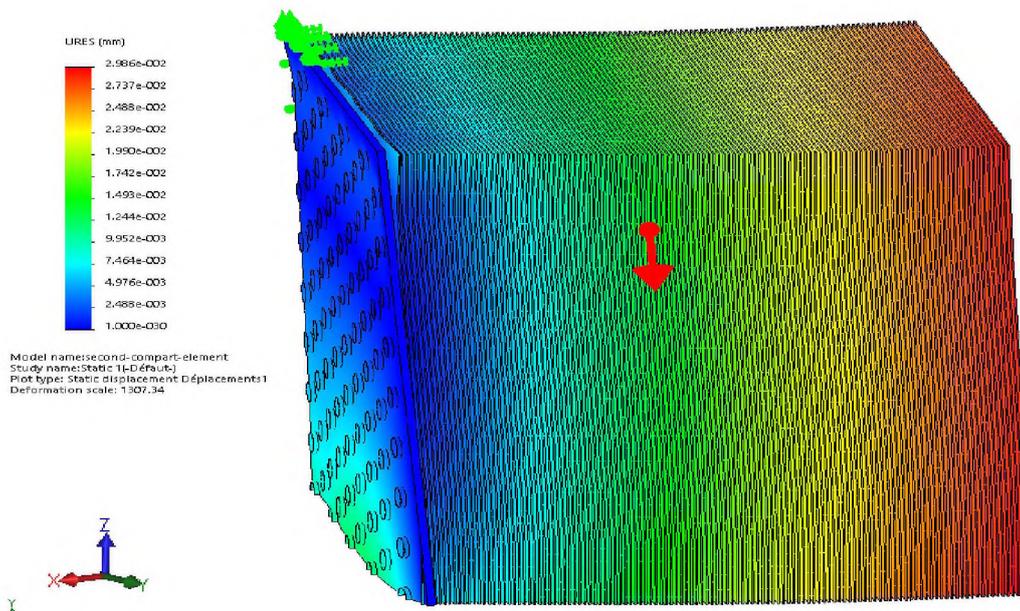


Figure 4.24 Visualisation du champ de déplacement du Compartiment W02A

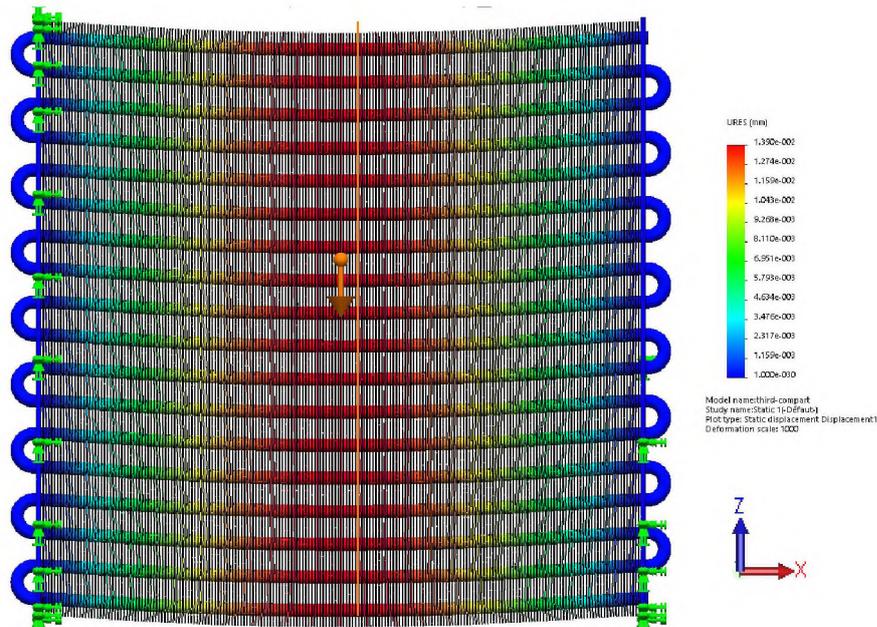


Figure 4.25 Visualisation du champ de déplacement du Compartiment W02B

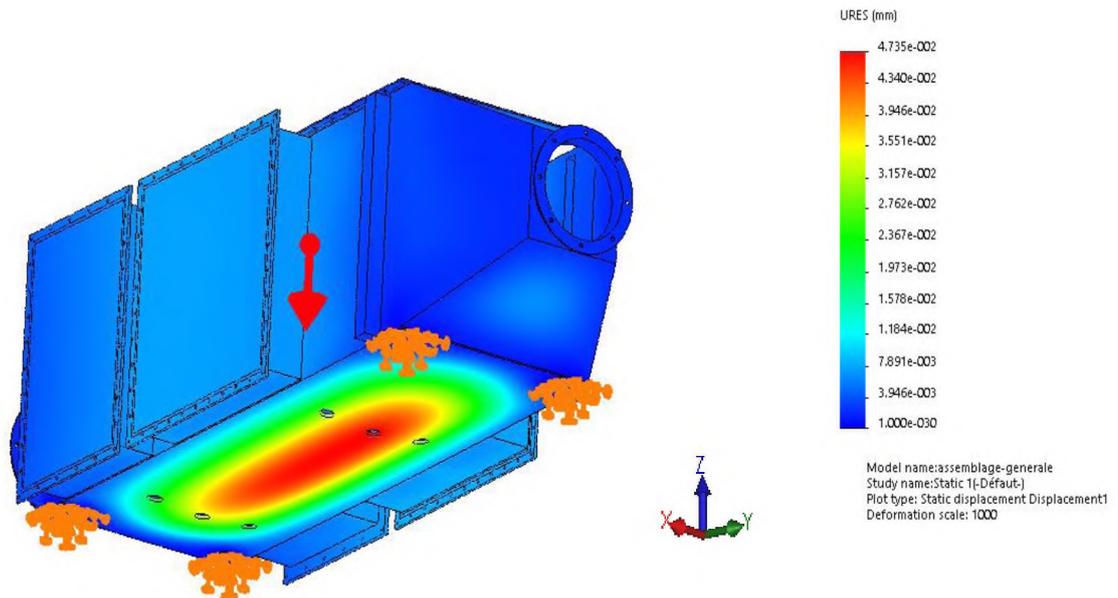


Figure 4.26 Visualisation du champ de déplacement dans la calandre

4.1.4.4 Analyse des résultats

Dans les trois compartiments, on note que les déplacements maximaux sont suivant l'axe Z (la direction de force de pesanteur), avec un déplacement maximal pour W01, W02A et W02B de 1.65×10^{-2} , 2.98×10^{-2} et $1.39 \times 10^{-2} mm$ respectivement. Dans les deux premiers

compartiments au niveau du plan de symétrie N°3 (Figure 4.1), on note également un déplacement suivant l'axe des X des plaques.

Pour la calandre, les résultats de l'analyse montrent que les déplacements sont principalement à la base de la calandre suivant l'axe Z avec un ordre de grandeur de $4.73 \times 10^{-2} mm$. On trouve également des déplacements le long d'axe des X pour les façades de fixation des compartiments de l'ordre de $1.18 \times 10^{-2} mm$.

4.1.4.5 Synthèse

Les contraintes sont concentrées dans les extrémités gauche et droite des compartiments, en s'éloignant de ces plaques les contraintes diminuent à une valeur minimale ou même nulle au cœur de chacune.

Quant à la calandre, les contraintes ne s'accumulent que dans sa partie inférieure au niveau des zones de fixation. Inversement, le champ de déplacement apparaît dans les zone où les contraintes sont minimales. En effet, dans les trois compartiments on peut dire que les plaques sont bien fixées (déplacement de l'ordre de $\frac{1}{100}$ mm) à l'intérieur de la batterie. Par conséquent, on peut déduire que notre conception est tout à fait consistante et résistante bien aux charges extérieures.

4.2 Analyse CFD

Dans notre travail, les simulations numériques ont été réalisées à l'aide du logiciel CFD (Computational Fluid Dynamics) ANSYS-Fluent. Vu les ressources informatiques disponibles et le temps imparti, nous avons simplifié notre problème à une configuration 2D de type faisceau tubulaire. Une telle étude nous permettra ainsi de mettre en évidence les points suivants :

- i. D'analyser l'écoulement au sein de l'échangeur opérant sous des conditions de fonctionnement typiques.
- ii. D'étudier la validation de résultats de simulation pour le cas de l'air sec.
- iii. D'étudier l'influence de l'humidité relative sur le comportement de l'écoulement d'air.

Pour cela nous avons considéré les paramètres géométriques et les dimensions du compartiment W01 (Tableau 2.3) comme modèle d'analyse.

4.2.1 Géométrie et modèle 2-D

La configuration est présentée dans la Figure 4.27 :

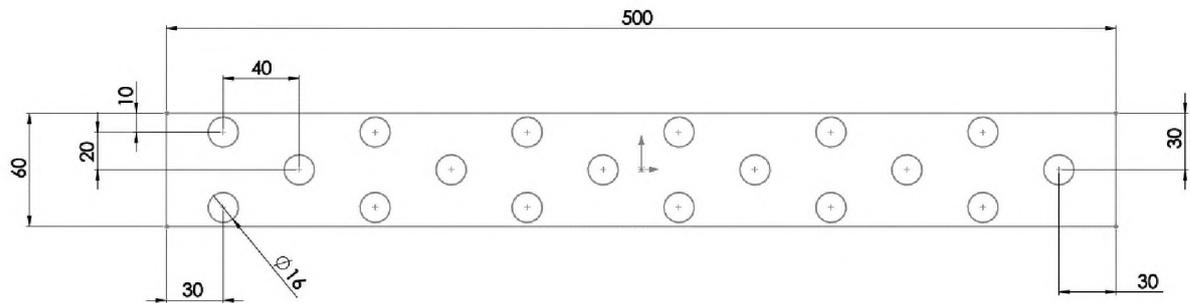


Figure 4.27 Modèle géométrique 2-D

4.2.2 Domaine de calcul, conditions aux limites et maillage

La Figure 4.28 montre le domaine de calcul. Nous avons opté pour un maillage triangulaire (Figure 4.29). Pour assurer une bonne précision des résultats de simulation nous avons utilisé un maillage de 38 149 nœuds avec 74 032 éléments. Les conditions aux limites sont également indiquées sur la Figure 4.28.

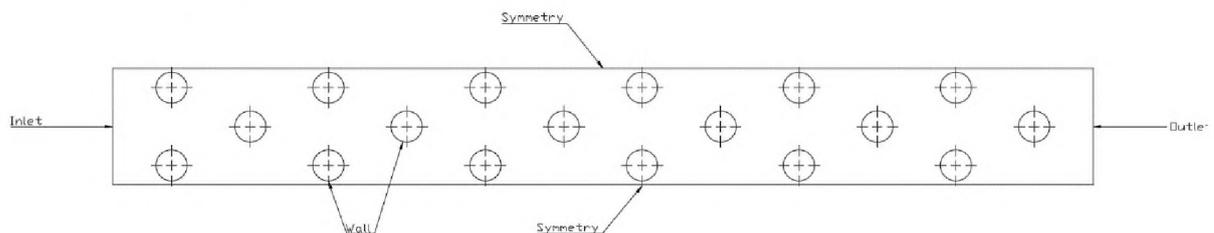


Figure 4.28 Domaine de calcul et conditions aux limites

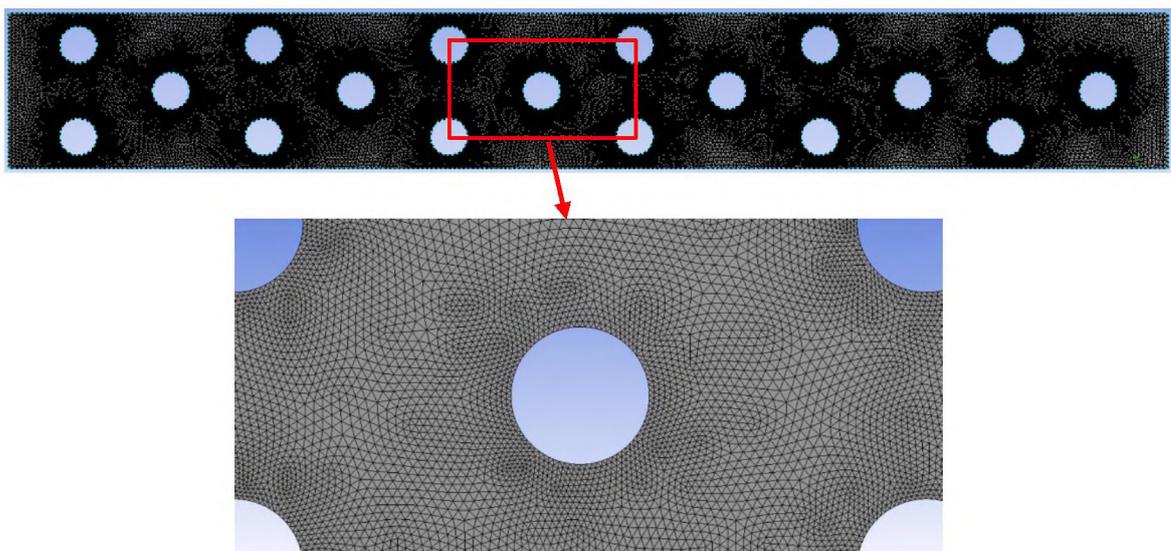


Figure 4.29 Maillage du modèle proposé

4.2.3 Cas de l'air sec

4.2.3.1 Configuration et conditions aux limites

Dans cette étude, il s'agit d'un flux monophasique de l'air sec à travers un faisceau tubulaire en régime transitoire turbulent. Nous avons considéré le modèle standard k- ϵ pour décrire la turbulence de l'écoulement. L'air a été considéré comme un gaz parfait.

Les conditions aux limites sont introduites comme suit :

- Entrée : VELOCITY INLET : on a introduit la vitesse d'air (m/s) et la température d'entrée (K).
- Sortie : PRESSURE OUTLET : on a estimé la température de sortie.
- Paroi : WALL : on met la température de la paroi à 307 K.
- SYMMETRY : la condition de symétrie a été appliquée sur les frontières latérales.

Pour le modèle de turbulence utilisé, nous avons choisi les schémas de discrétisation suivants :

- Couplage Pression-Vitesse SIMPLE
- Energie : SECOND ORDER UPWIND
- Energie cinétique de turbulence : SECOND ORDER UPWIND
- Pression : STANDARD
- Taux de dissipation : FIRST ORDER UPWIND

4.2.3.2 Résultats

Après 3500 itérations nous avons obtenu les distributions de la température et de la pression, qui sont montrés dans les Figures 4.30 et 4.31.

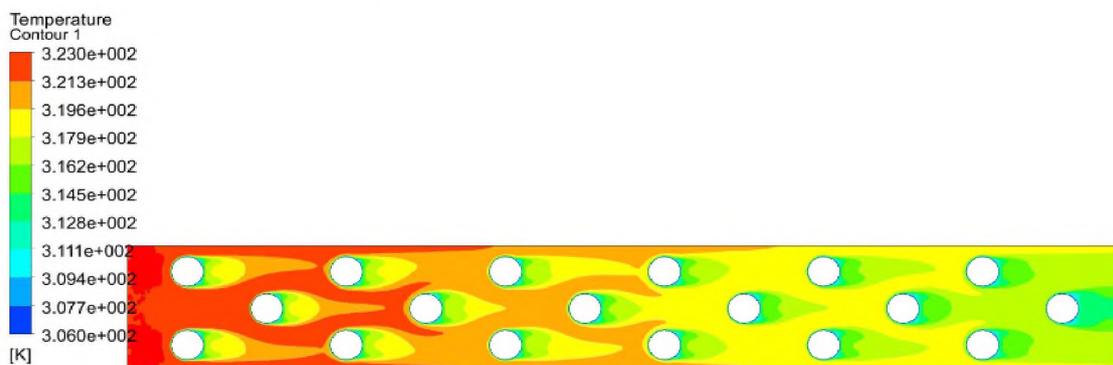


Figure 4.30 Distribution de la Température sur la plaque (air sec)

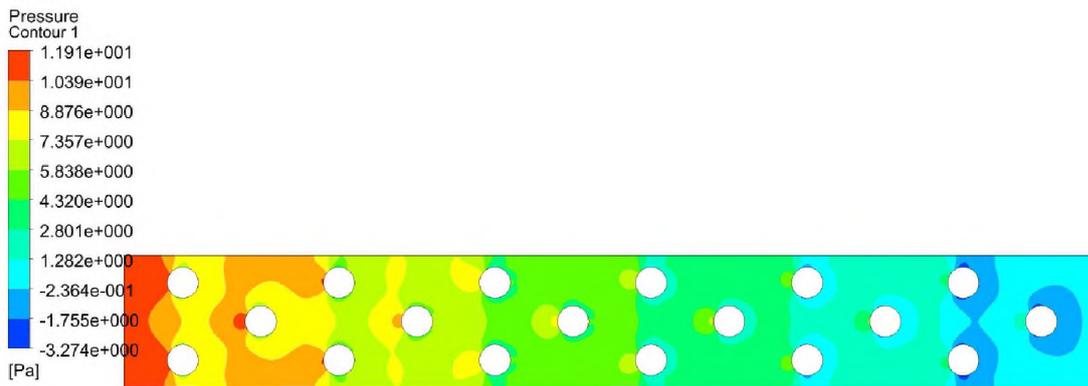


Figure 4.31 Distribution de la Pression sur la plaque (air sec)

4.2.3.3 Vérification de la simulation

Afin d'étudier la validité de notre approche numérique, on s'est proposé de comparer les résultats de simulation avec ceux obtenus analytiquement, en particulier la température de sortie ainsi que la perte de charge. Pour cela nous avons fait appel aux corrélations standards de transfert de chaleur relatives à l'écoulement à travers un faisceau tubulaire avec des rangées décalées. Ces corrélations sont présentées comme suit :

Nous nous intéressons particulièrement au transfert de chaleur par convection associé au flux croisé à travers les tubes, le nombre de Nusselt est donné par la corrélation :

$$\overline{Nu}_{do} = C_1 Re_{do,max}^m Pr^{0.36 \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{\frac{1}{4}}} \quad (4.1)$$

Cette formule a été proposée par Zukauskas [6], pour les conditions suivantes :

$$\begin{cases} N_L \geq 20 \\ 0.7 \leq Pr \leq 500 \\ 10 \leq Re_{do,max} \leq 2 \cdot 10^6 \end{cases}$$

Si $N_L < 20$ le coefficient moyen de transfert de chaleur est généralement réduit, et un facteur de correction est appliqué tel que :

$$\overline{Nu}_{do}|_{N_L < 20} = C_2 \overline{Nu}_{do}|_{N_L \geq 20} \quad (4.2)$$

Où N_L est le nombre de rangée des tubes, toutes les propriétés sont évaluées à température moyenne $\frac{T_i + T_o}{2}$, sauf Pr_w est évalué à la température de la paroi T_w . Les coefficients C_1 et m sont donnés dans la Figure 4.34 et le coefficient C_2 dans la Figure 4.35.

Il est nécessaire d'évaluer les propriétés des fluides à la moyenne arithmétique, car les températures d'entrée et de sortie sont dictées par le fait que la température du liquide diminuera ou augmentera, respectivement, en raison du transfert de chaleur vers ou depuis les tubes.

Après un calcul itératif de la température de sortie nous obtiendrons à la fin une convergence pour une température de 40 °C, le **Tableau 4.3** présente les propriétés des fluides.

Tableau 4.3 Propriétés de l'air sec

Compartiment	W01	
	In	Out
Température d'air (°C)	50	40
	In	Out
Température d'eau (°C)	25	26.49
$k_{\text{inox 316L}} (W.m^{-1}.K^{-1})$	16.3	
$k (W.m^{-1}.K^{-1})$	0.02495	
$\rho (kg.m^{-3})$	1.2397	
$\mu (kg.m^{-1}.s^{-1}) . 10^{-5}$	1.7617	
$C_p (j.kg^{-1}.K^{-1})$	1006.663	
Pr_{air}	0.710	
$Pr_w(T_w)$	0.707	

Le nombre de Reynolds est calculé pour la vitesse maximum produite dans le faisceau tubulaire, donné par :

$$V_{max} = \frac{P_T}{P_T - d_o} V_{air} \quad (4.3)$$

Ainsi,

$$Re_{d_o,max} = \frac{\rho V_{max} d_o}{\mu} \quad (4.4)$$

Alors \bar{h} se calcule par :

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu_{d_o}} k}{d_o} \quad (4.5)$$

Enfin la température T_o de sortie sera déterminée par la formule suivante [6] :

$$\frac{T_w - T_o}{T_w - T_i} = \exp \left[- \frac{\pi d_o N_t \bar{h}}{\rho V_{air} N_T P_T C_p} \right] \quad (4.6)$$

Le Tableau récapitule les résultats obtenus pour le premier compartiment :

Tableau 4.4 Les constantes de l'équation 4.1

Configuratio	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Tableau 4.5 Les constantes de l'équation 4.2

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Aligned	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Tableau 4.6 Résultats de calcul du coefficient d'échange dans le cas du faisceau tubulaire

$V_{air} (m.s^{-1})$	1.33
$V_{max} (m.s^{-1})$	2.23
$Re_{do,max}$	$1.2 \cdot 10^3$
Nt	210
N_L	12
N_T	18
C_1	0.4

m	0.6
C_2	0.98
$\overline{Nu}_{do} _{N_L < 20}$	33.47
$\overline{h} (W.m^{-2}K^{-1})$	52.19

Enfin on calcule T_o à partir de l'Eq. 4.6, on trouve que :

$$T_o = T_w - (T_w - T_i) \left\{ \exp \left[- \frac{\pi d_o N_t \overline{h}}{\rho V_{air} N_T P_1 C_p} \right] \right\}$$

$$= 25.75 - (25.75 - 50) \left\{ \exp \left[- \frac{\pi \times 0.016 \times 210 \times 52.19}{1.23 \times 1.33 \times 18 \times 0.040 \times 1006.6} \right] \right\} = 41.5^\circ C$$

4.2.3.4 Analyse des résultats

Selon la Figure 4.30 la température ne varie que le long de l'axe d'écoulement, à la sortie, la température a une valeur moyenne de 315 K. Donc une diminution de 8°C est observée par rapport à la température d'entrée. Pour ces conditions opératoires, la corrélation 4.6 nous donne une valeur de 314.5 K.

Selon la Figure 4.31 la chute de pression est de l'ordre de 14 Pa le long de la plaque. Or on a abouti à un résultat similaire lors de notre calcul des pertes de charges (section 2.2.4) où on a trouvé une valeur de 13.02 Pa pour le premier compartiment (Tableau 2.3).

On peut donc conclure que nos résultats de simulation concordent bien avec ceux obtenus analytiquement.

4.2.4 Cas de l'air humide

4.2.4.1 Configuration et condition aux limites

Dans ce cas la condensation a lieu, nous devons donc configurer ANSYS-Fluent de manière à introduire le transfert de masse. Pour ce faire, nous avons utilisé l'option MULTIPHASE avec le modèle VOLUME OF FLUID, avec trois phases Eulérien (air, vapeur d'eau et l'eau liquide).

L'interaction entre les phases a également été considérée, elle est modélisée dans Fluent par la commande EVAPORATION-CONDENSATION MECHANISM. La température de saturation a été prise égale à la température de paroi, dans notre cas elle vaut 307 K.

L'écoulement a été considéré instationnaire et turbulent. Le modèle standard k- ϵ a été utilisé pour décrire les caractéristiques de l'écoulement turbulent.

L'air et la vapeur d'eau sont considérés comme des gaz parfaits, et l'eau liquide avec des propriétés constantes.

Comme montré par la Figure 4.28, les conditions aux limites sont introduites comme suit :

- Entrée - VELOCITY INLET : où on a introduit la vitesse d'entrée, la température d'entrée, les fractions de volume de chaque phase : 0.96 pour l'air, 0.04 pour la vapeur d'eau et 0 pour l'eau liquide.
- Sortie - PRESSURE OUTLET : où on a introduit des valeurs estimées pour la température de sortie et la fraction volumique de l'air, qui sont respectivement 310 K et 0.96.
- Paroi : WALL : où on a prescrit la température de la paroi des différents tubes, qui vaut 307 K.
- SYMMETRY : la condition de symétrie a été appliquée sur les frontières latérales.

Il est à noter que les fractions volumiques de chaque phase sont calculées en se basant sur les données fournies dans le cahier des charges (le débit massique de chaque phase).

Pour le modèle de turbulence utilisé, nous avons choisi les schémas de discrétisation suivants :

- Couplage Pression-Vitesse COUPLED
- Energie : SECOND ORDER UPWIND
- Energie cinétique de turbulence : SECOND ORDER UPWIND
- Pression : STANDARD
- Taux de dissipation : FIRST ORDER UPWIND

4.2.4.2 Résultats et discussion

La Figure 4.32 montre le contour de température résultant. Comme on peut le constater le champ de température a tendance à diminuer suivant la direction axiale. Ceci est tout à fait raisonnable dû au transfert de chaleur entre l'air et les tubes.

La Figure 4.33 montre le contour de la fraction volumique de la vapeur d'eau. Comme on peut le constater, la condensation de la vapeur commence à apparaître à partir de la troisième rangée. Afin de quantifier la condensation nous avons étudié l'évolution de la fraction volumique de la vapeur le long de la direction axiale, comme l'indique la Figure 4.34. On a enregistré des valeurs

de condensats principalement dans les régions de sillage des différents tubes ; une valeur de l'ordre de $0.5 \cdot 10^{-3} \text{kg m}^{-3} \text{s}^{-1}$ a été notée.

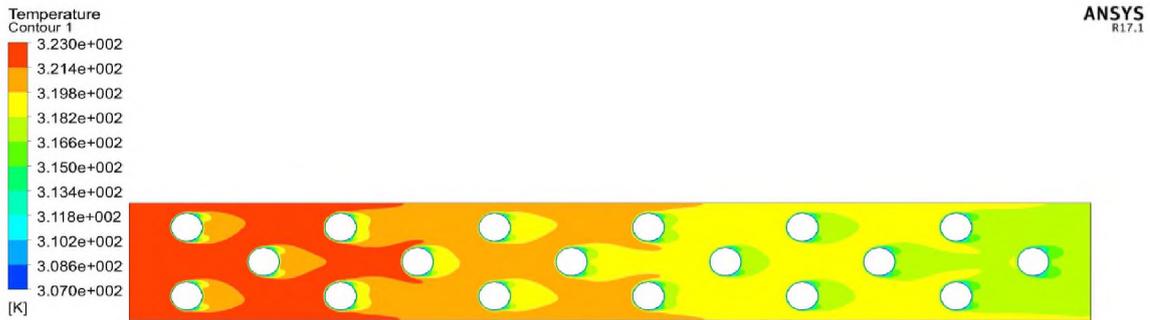


Figure 4.33 Distribution de températures

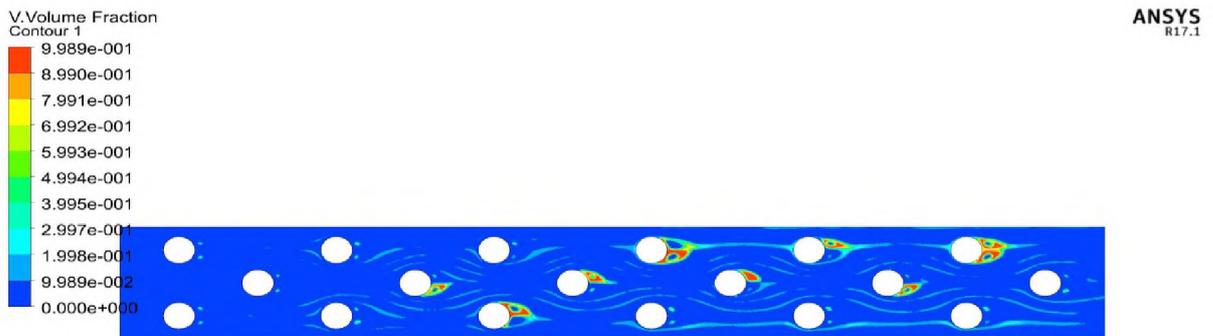


Figure 4.32 Distribution de la vapeur d'eau

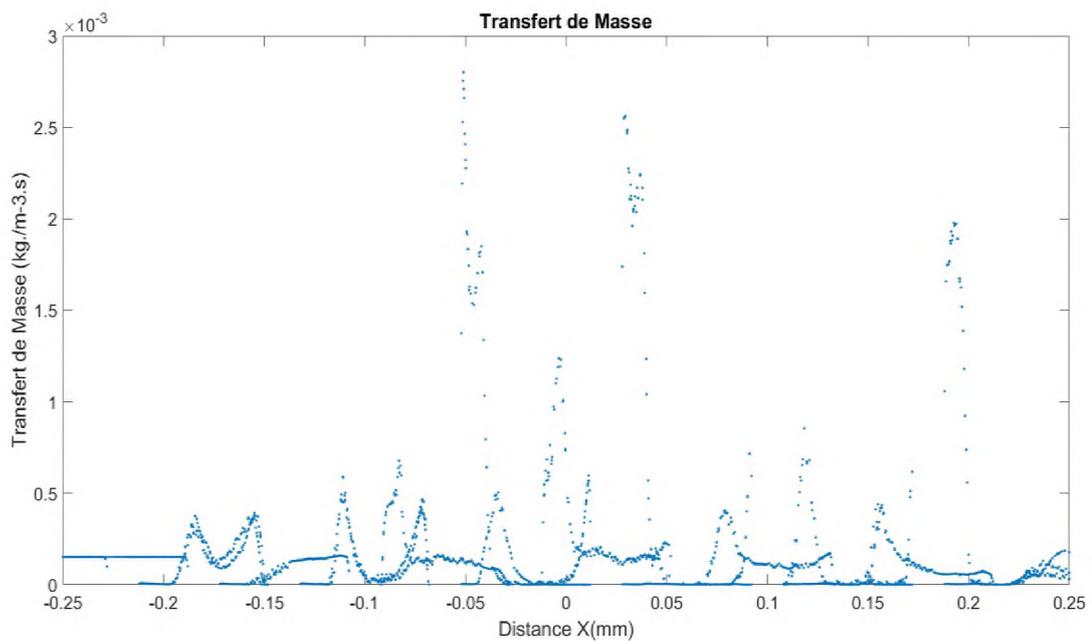


Figure 4.34 Transfert de masse le long du modèle

2.4.5 Etude de l'influence de l'humidité sur la température de sortie

2.4.5.1 Configuration et condition aux limites

En utilisant la même configuration que celle de la simulation précédente, mais dans ce cas notre but est de voir l'influence de l'humidité sur la température (50% et 90%).

2.4.5.2 Résultats

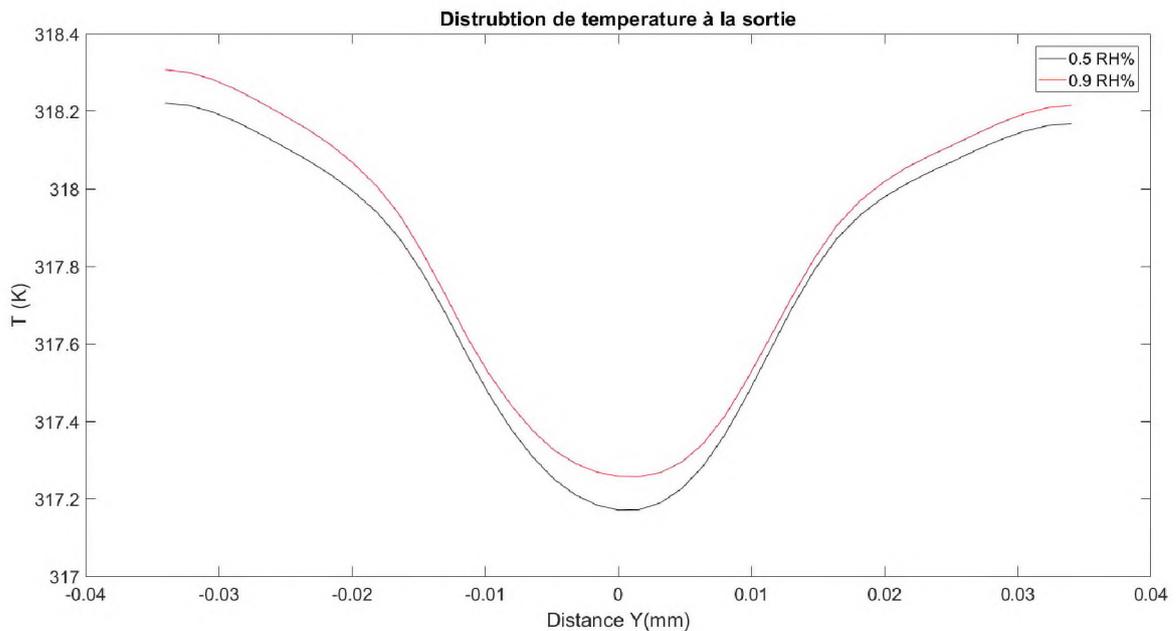


Figure 4.35 distribution de la température à la sortie pour différentes valeurs d'humidité

2.4.5.3 Analyse des résultats

La figure 4.35 représente la distribution de la température à la sortie du domaine pour deux valeurs de l'humidité relative (0.5 et 0.9). On constate que la diminution de la température de sortie est proportionnelle à la diminution d'humidité relative. Ceci est expliqué par l'augmentation de la densité de l'air (plus de masse) en raison de l'augmentation de la quantité d'humidité, donc plus d'énergie est nécessaire pour refroidir une masse plus importante.

Ainsi lorsque l'air humide est refroidi en dessous de son point de rosée, le vapeur d'eau se condense (déshumidification). A ce point, l'énergie nécessaire pour la condensation doit alors être extraite de l'air (énergie latente). Plus il y a d'eau dans l'air, plus il faut d'énergie pour la refroidir en dessous du point de rosée.

CONCLUSION GENERALE

Ce travail avait pour objectif de dimensionner et de concevoir une batterie d'échangeurs de chaleur répondant à l'appel d'offre de SOCOTHYD. Pour ce faire nous avons sélectionné en premier lieu le type d'échangeur thermique convenable. Puis, nous avons validé les paramètres thermodynamiques fixés par le cahier des charges en faisant appel aux équations de transfert thermique. Enfin, la conception de la batterie des échangeurs a été réalisée.

La première partie a été axée en particulier sur la vérification des surfaces d'échange et de la puissance thermique. Nous sommes arrivés à des résultats cohérents avec les paramètres fournis par le cahier des charges. Un programme de calcul général a été élaboré et validé en se basant sur des cas tests typiques.

La deuxième partie a pour but de concevoir les différents éléments mécaniques de la batterie d'échangeurs que nous avons proposée, en utilisant SolidWorks. Par rapport à l'ancienne configuration, notre nouvelle conception présente les améliorations et les modifications suivantes :

- Pour la calandre on a proposé un modèle démontable ce qui permettra à l'entreprise d'intervenir et de faire l'entretien.
- Concernant les compartiments on a proposé de nouvelles dimensions et configurations géométriques des différents composants.

La troisième partie concerne l'analyse structurelle de la batterie. Le but est d'identifier les zones de concentration de contraintes et des déplacements critiques. Nous sommes arrivés à une contrainte maximale pour les différents éléments de conception inférieure à $\frac{1}{2}$ de la limite élastique et un déplacement de 5/100 mm au maximum.

A la fin nous avons effectué une étude de CFD qui a permis d'analyser l'écoulement au sein de l'échangeur opérant sous des conditions de fonctionnement typiques. Le problème a été simplifié à une configuration 2D de type faisceau tubulaire. Ce modèle ne représente qu'une partie de surface d'échange, et par conséquent nous n'avons pas remarqué une variation importante de température avec la variation de l'humidité.

En somme, il est possible d'affirmer que le projet est un succès pour le département de Génie Mécanique qui a réussi à relever le défi de répondre à l'appel d'offre dans le délai imposé par l'entreprise.

Comme perspective à ce travail, nous proposons de réaliser les tâches suivantes :

- Faire la simulation avec un modèle 3D à l'aide d'un logiciel spécialisé pour les échangeurs de chaleurs tels que HTRI ou TRIO-CFD. [13]
- Mettre une plateforme automatique équipée d'instruments de mesure et de capteurs électroniques qui suivront la batterie pendant son fonctionnement.
- Elaboration d'un plan de maintenance préventive et corrective de la batterie.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] SOCOTHYD, «Socothyd - Accueil,» Présentation Socothyd, [En ligne]. Available: <http://www.socothyd.com>. [Accès le 28 09 2017].
- [2] A. GARRIGUE, P. MERCIER et R. VIDIL. «Echangeur de Chaleur Description des Echangeurs», *Techniques de l'Ingénieur-Traité Génie Énergétique*, Groupe Weka, 2008.
- [3] E. U. SCHLUNDER, K. J. BELL et F. W. SCHMIDT. Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publishing Corporation, 1983.
- [4] S. KAKAC, H. LIU et A. PRAMUNJARENKIJ. Heat Exchanger Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press, 2012.
- [5] B. E. POLING, J. M. PRAUSNITZ et J. P. O'CONNELL. Properties of Gases and Liquids (5th Ed.), McGraw-Hill Professional, 2000.
- [6] T. L. BERGMAN, A. S. LAVINE, F. P. INCROPERA et D. P. DEWITT. Fundamentals of Heat and Mass Transfer (7th Ed.), John Wiley & Sons, 2011.
- [7] K. THULUKKANAM. Heat Exchanger Design Handbook (2nd Ed.), CRC Press, 2013.
- [8] A. BONTEMPS, A. GARRIGUE et C. GOUBIER. «Echangeur de Chaleur-Intensification des Echanges Thermiques», *Technique de l'ingénieur-Traité Génie Énergétique*, Groupe Weka, 2008.
- [9] F. C. McQuiston, J. PARKER et J. D. SPITLER. Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analyses and Design, John Wiley & Sons, 2005.
- [10] Y. A. CENGEL et M. A. BOLES. Thermodynamics An Engineering Approach (8th Ed.), McGraw-Hill Education, 2011.
- [11] T. H. KUEHN, J. W. RAMSEY et J. L. THRELKELD. Thermal Environmental Engineering, Prentice-Hall, 1998.
- [12] A. CHEVALIER. Chevalier Guide du dessinateur industriel, HACHETTE Technique, 2004.

- [13] «TrioCFD,» Commissariat à l'Énergie Atomique, [En ligne]. Available: <http://www-trio-u.cea.fr>. [Accès le 12 04 2018].
- [14] S. KAKAC. Two-Phase Flow Heat Exchangers, Kluwer Academic Publishers.
- [15] American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers .
- [16] S. Ramesh K et S. Dusan P. Fundamentals of Heat Exchanger Design, JOHN WILEY & SONS.INC, 2003.
- [17] A. SMAILI. Support de cours Transfert Thermique, Plateforme Elearning ENP, 2017.

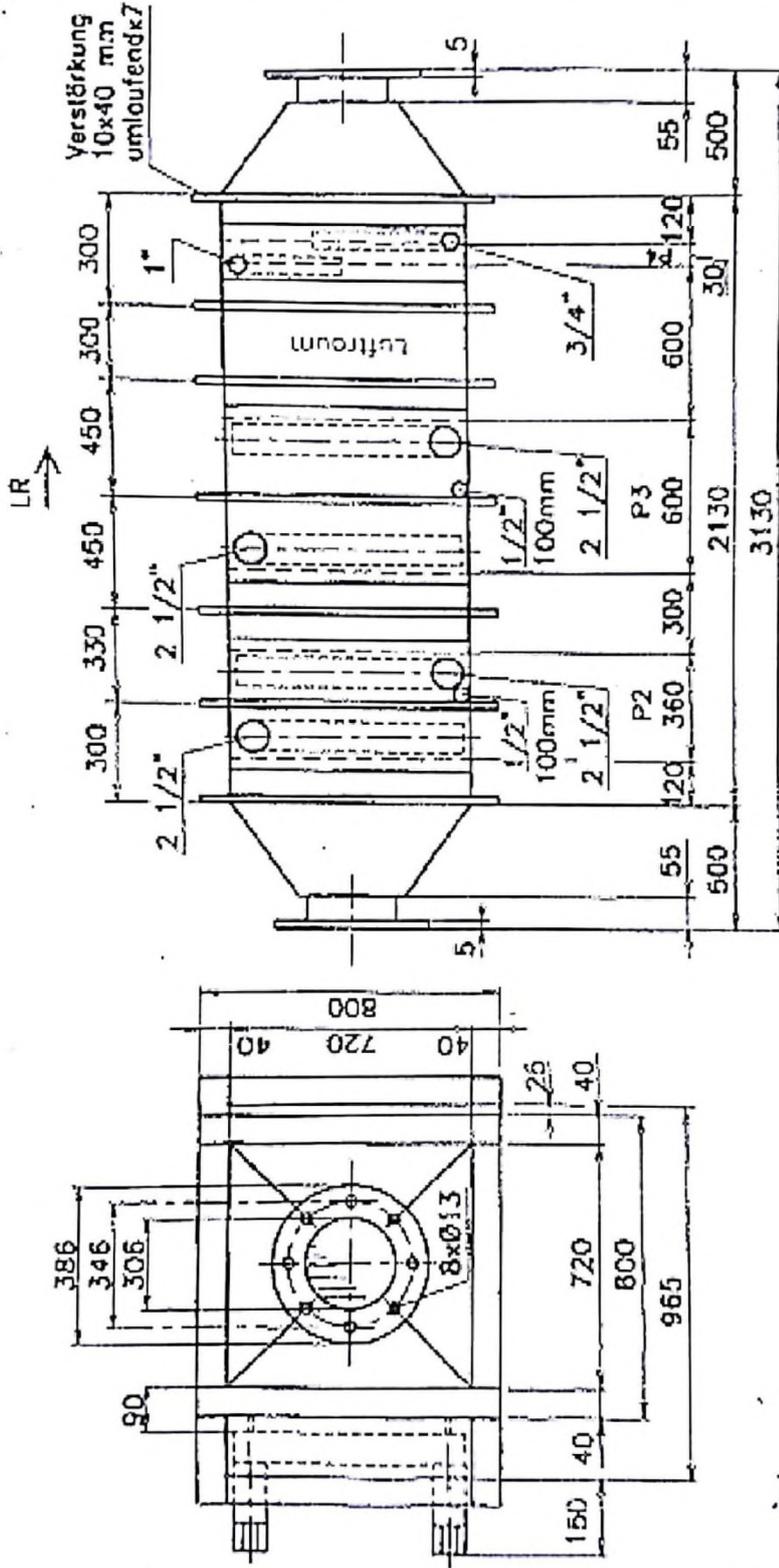
ANNEXES



ANNEXE-01-

**FICHE TECHNIQUE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR
DE LA STATION DE RECUPERATION DE CHLORURE DE METHYLENE**

Désignation	U/M	Echangeur de chaleur refroidisseur	Echangeur de chaleur refroidisseur	Echangeur de chaleur refroidisseur
Manière de construction		Echnheure de chaleur de lamelle	Echnheure de chaleur de lamelle	Echnheure de chaleur de lamelle
Média		Air d'échappement contaminé par solvant	Air d'échappement contaminé par solvant	Air d'échappement contaminé par solvant
Coupe transversale du courant LxH	mm	840x840	840x840	
Matière tuyau/corps		1.4404	1.4404	1.4404
Surface d'échangeur de chaleur	m ²	138	230	11,4
puissance	kW	26,78	72,39	8,8
Média côté de tuyau		Eau de ville	Eau refroidissage	Vabeur
Média côté de lamelle		Ari d'échappement	Ari d'échappement	Ari d'échappement
Pression d'entreprise côté de tuyau	bar	3	3	2,5
Pression d'interprétation côté de tuyau	bar	30	30	30
Pression d'entreprise côté de lamelle	mbar	-22	-250	-19
Température côté de tuyau Entee/Sortie	°C	25/26,54	34,4/7,36	130
Tempétaure côté de lamelle Entree /sortie	°C	50/34,49	34,4/7,36	5/15
Débit volume côté de tuyau	Kg/h	15000	22000	15
Débit volume côté de lamelle	m ³ /h	2500	2500	2500



LIN.TOL.	
0 - 400	±2.5
(400) - 1000	±4.0
(1000) - 1500	±5.0
(1500) - 2000	±6.0
(2000) - 3000	±7.5
(3000) - 4000	±8.5
(4000) - 5000	±10.0
(5000) - 6000	±11.0

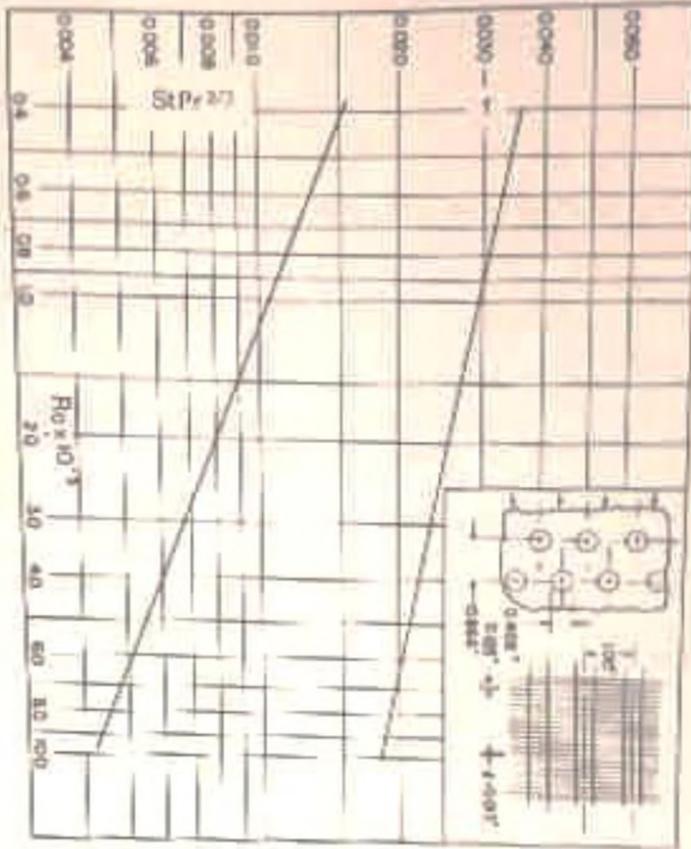
Gasdicht 30 mbar	Datum: 09.10.00
Nicht Entleerbar	Name: lvn
Kondens ablauf 1/2" AISI316	Kontr.:
Sammler AISI316	Zeichn.Nr: 001556
Anschlüsse AISI316 Gewinde	
Rohren 2.5 mm AISI316	
Rohre 0.60 mm AISI316	
Lamellen 0.12 mm AISI316	

Ref:	Karl Hermann Schadek / 2/25
Auftrag Num:	49037-2000-018
Typ:	4c 37-00-0052/0053/0054

TYPE P2: FKA-0720-00720-12-018-2.5-A1
 TYPE P3: FKA-0720-00720-20-020-2.5-A1
 TYPE P4: FVA-0720-00720-01-002-2.5-A1
 Lomellen 0.12 mm AISI316

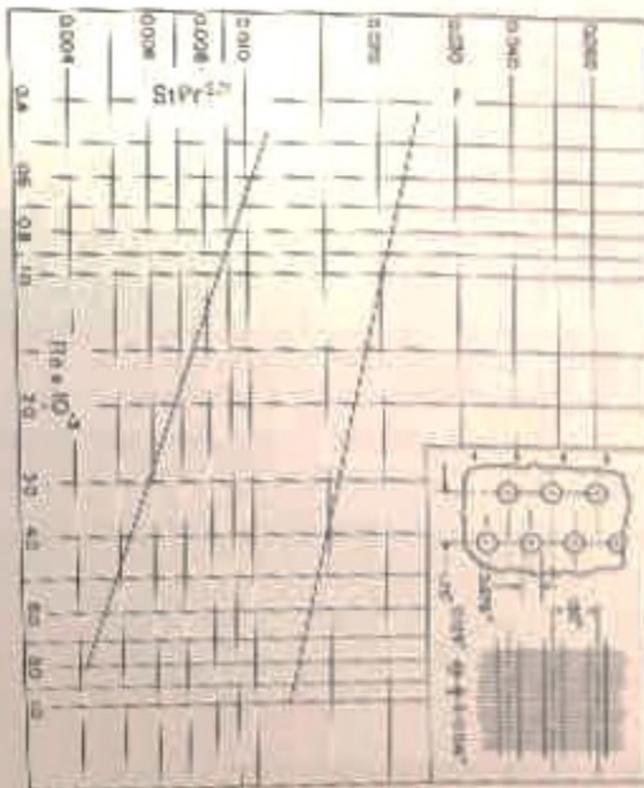
DOE

Fig. 10-91 Finned circular tubes, surface 8.0-3/8T.



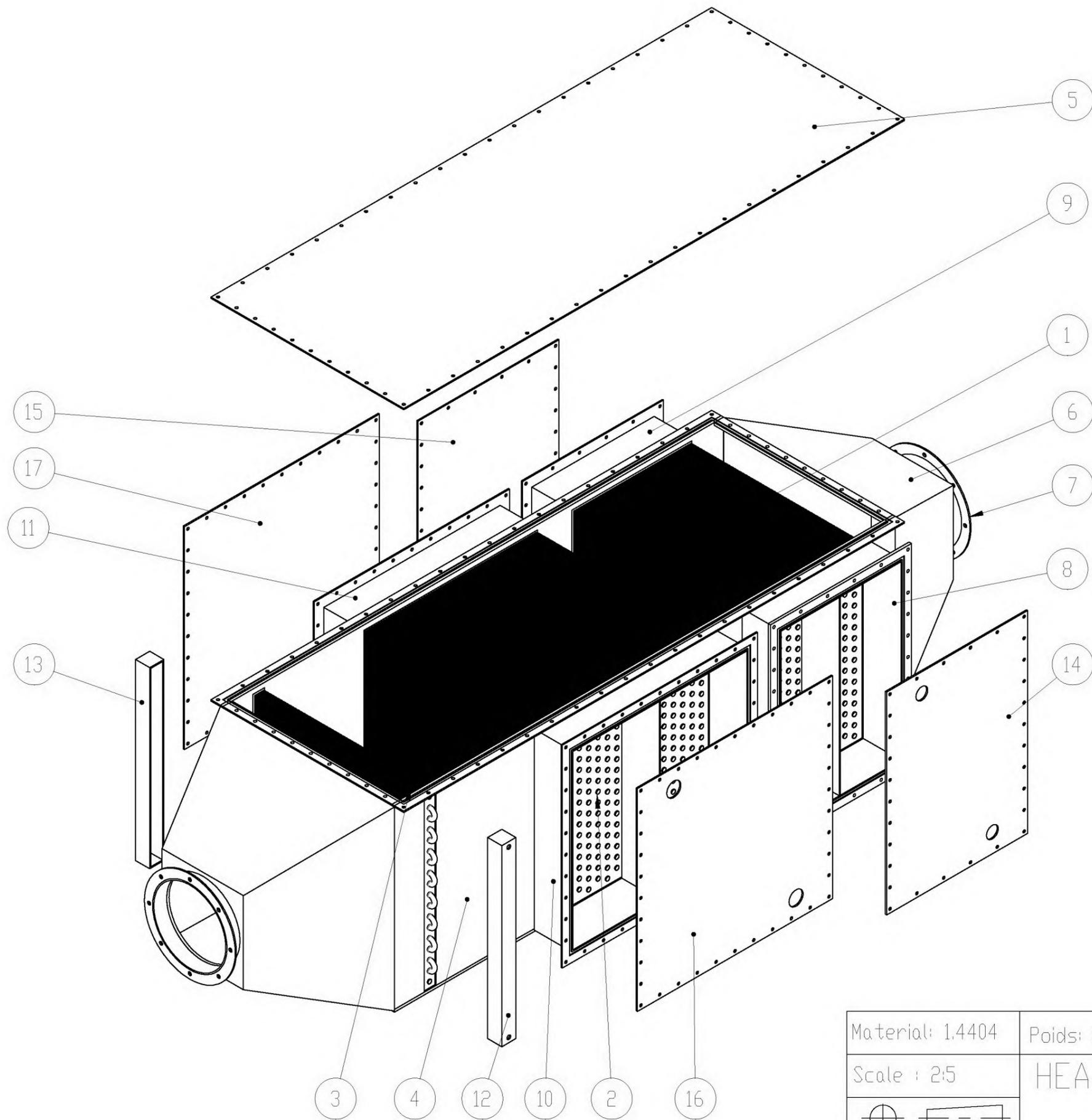
Tube outside diameter = 0.622 in = 10.2×10^{-3} m
 Fin pitch = 8.0 per in = 315 per m
 Flow passage hydraulic diameter, A_{r_2} = 0.01192 ft = 3.632×10^{-3} m
 Fin thickness = 0.013 in = 0.33×10^{-3} m
 Fin flow area/total area, σ = 0.534
 Heat transfer area/total volume, α = 179 ft²/ft³ = 587 m²/m³
 Fin area/total area = 0.913
 Note: Minimum free-flow area in space transverse to flow.

Fig. 10-92 Finned circular tubes, surface 7.75-5/8T.

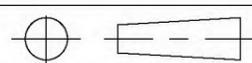


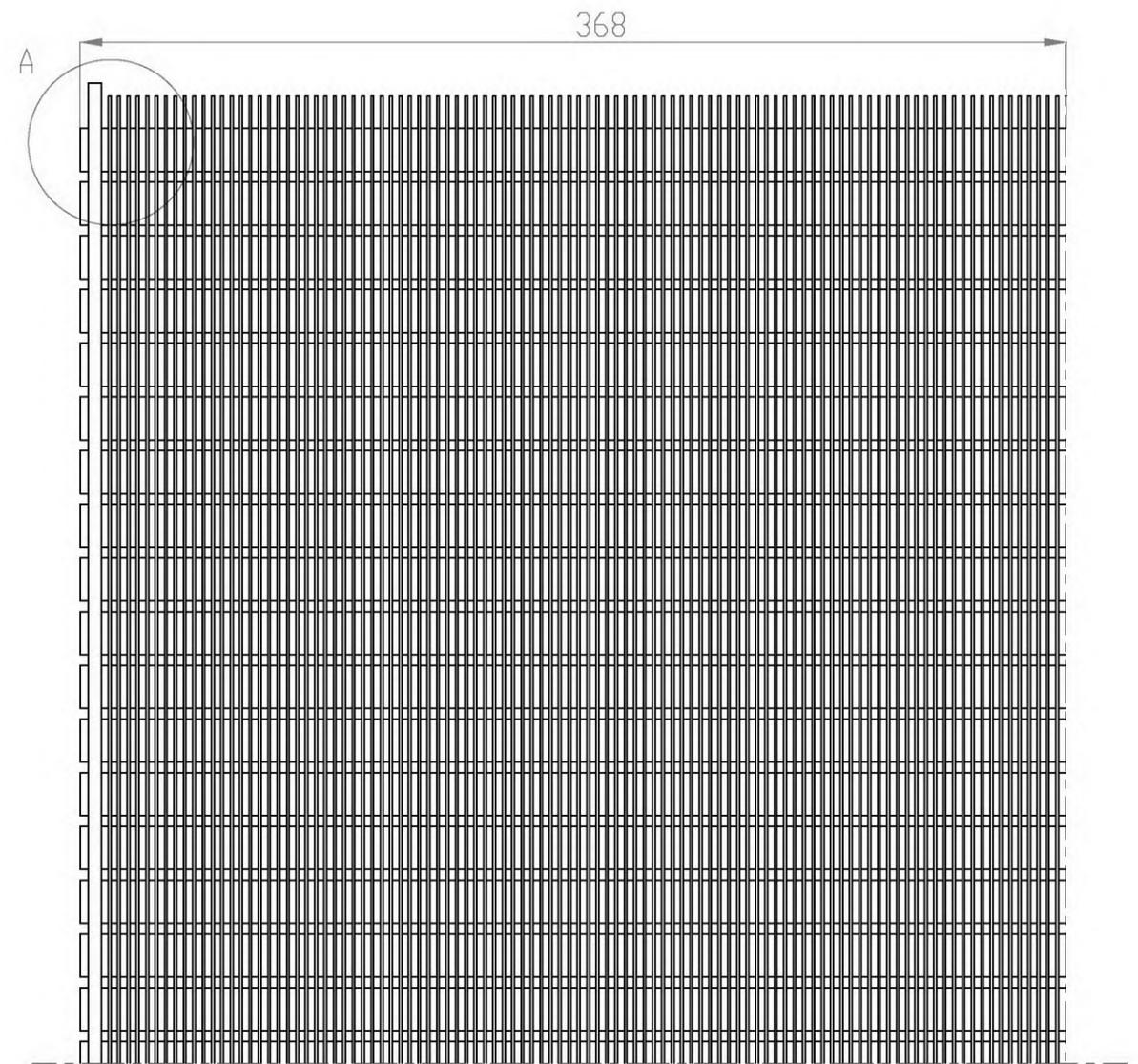
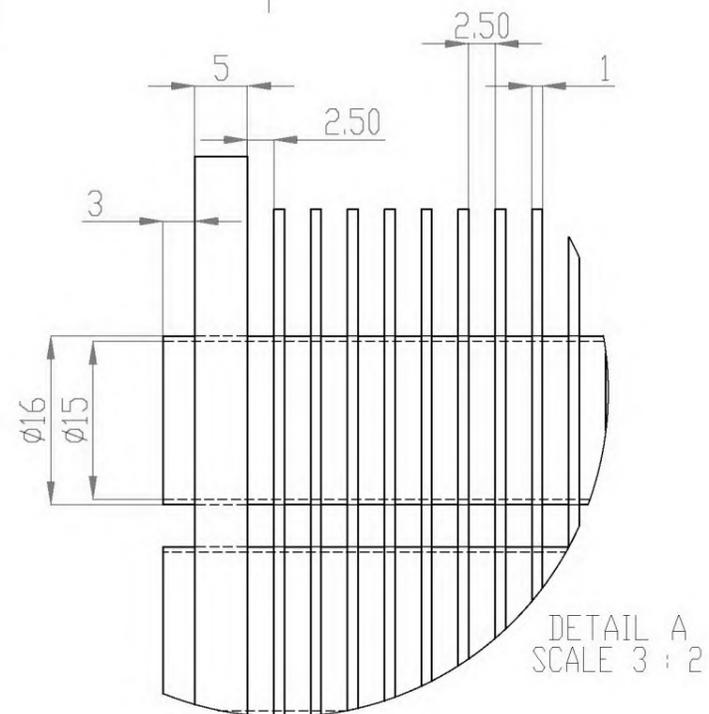
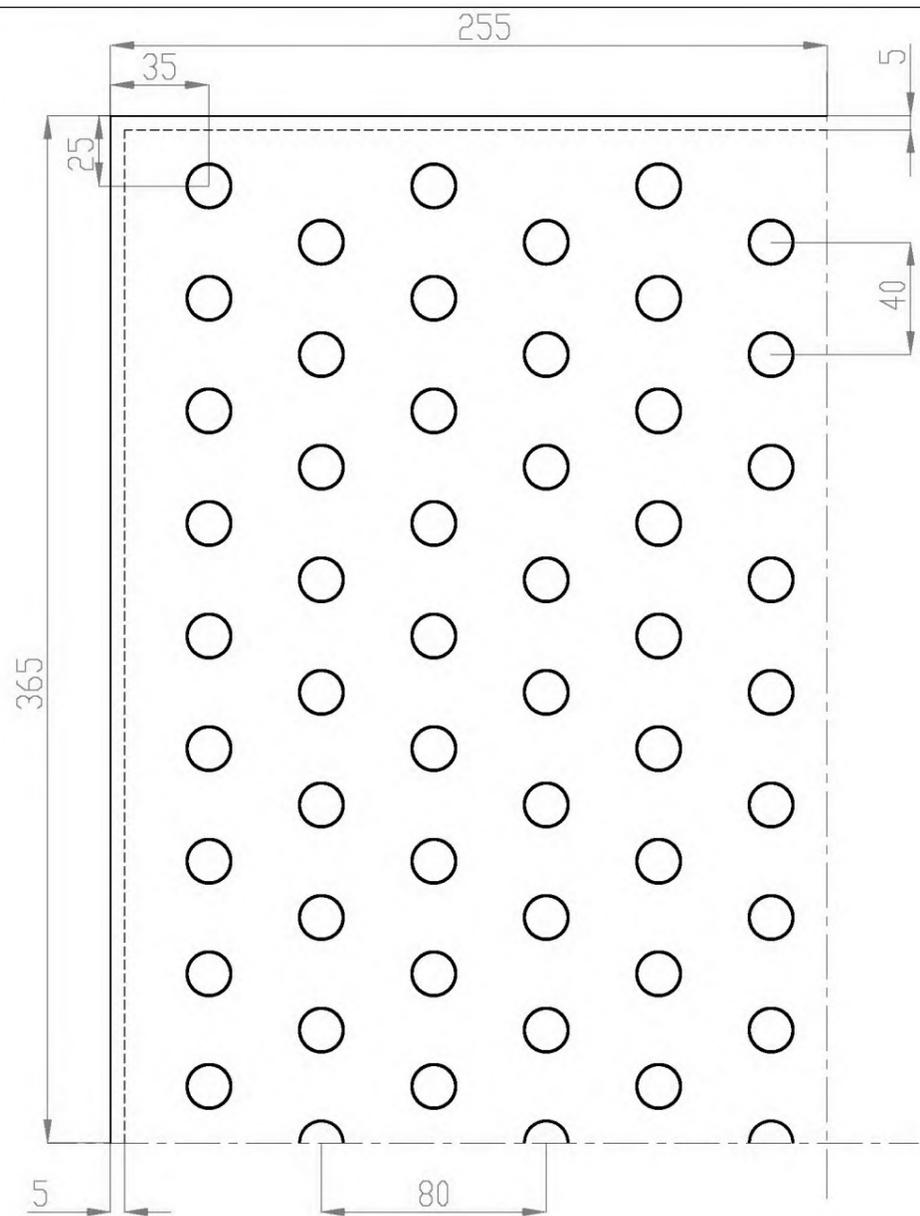
Tube outside diameter = 0.676 in = 17.17×10^{-3} m
 Fin pitch = 7.75 per in = 305 per m
 Flow passage hydraulic diameter, A_{r_2} = 0.0114 ft = 3.48×10^{-3} m
 Fin flow area/total area, σ = 0.487
 Heat transfer area/total volume, α = 189 ft²/ft³ = 554 m²/m³
 Fin area/total area = 0.950
 Note: Minimum free-flow area in space transverse to flow.

Dessins Techniques

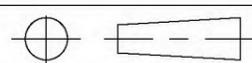


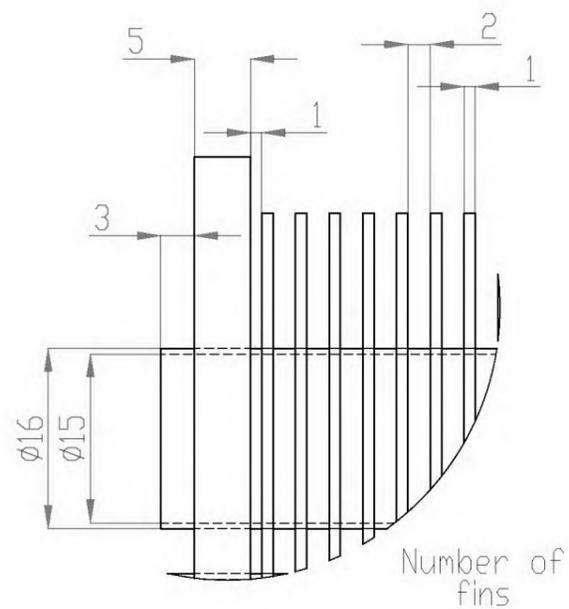
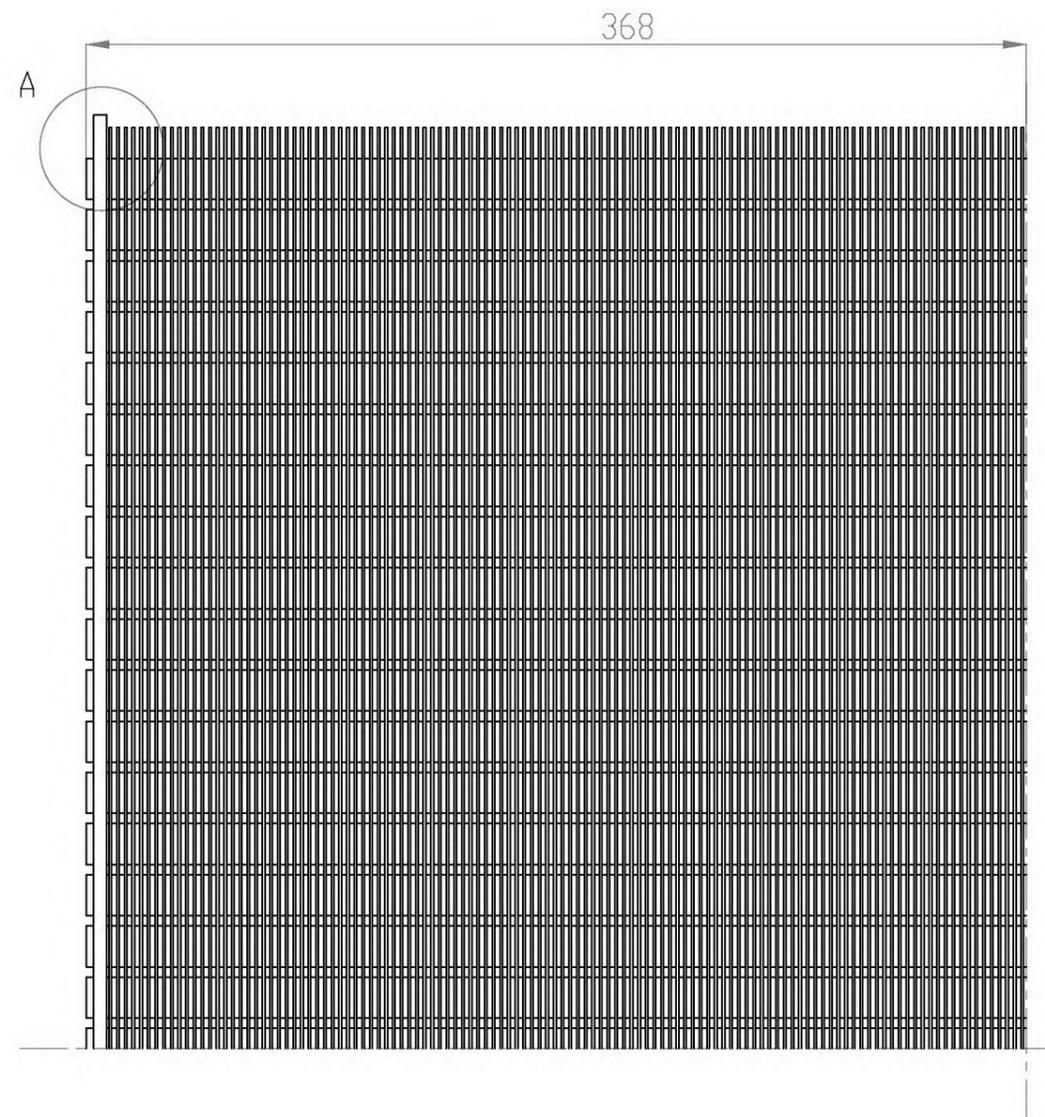
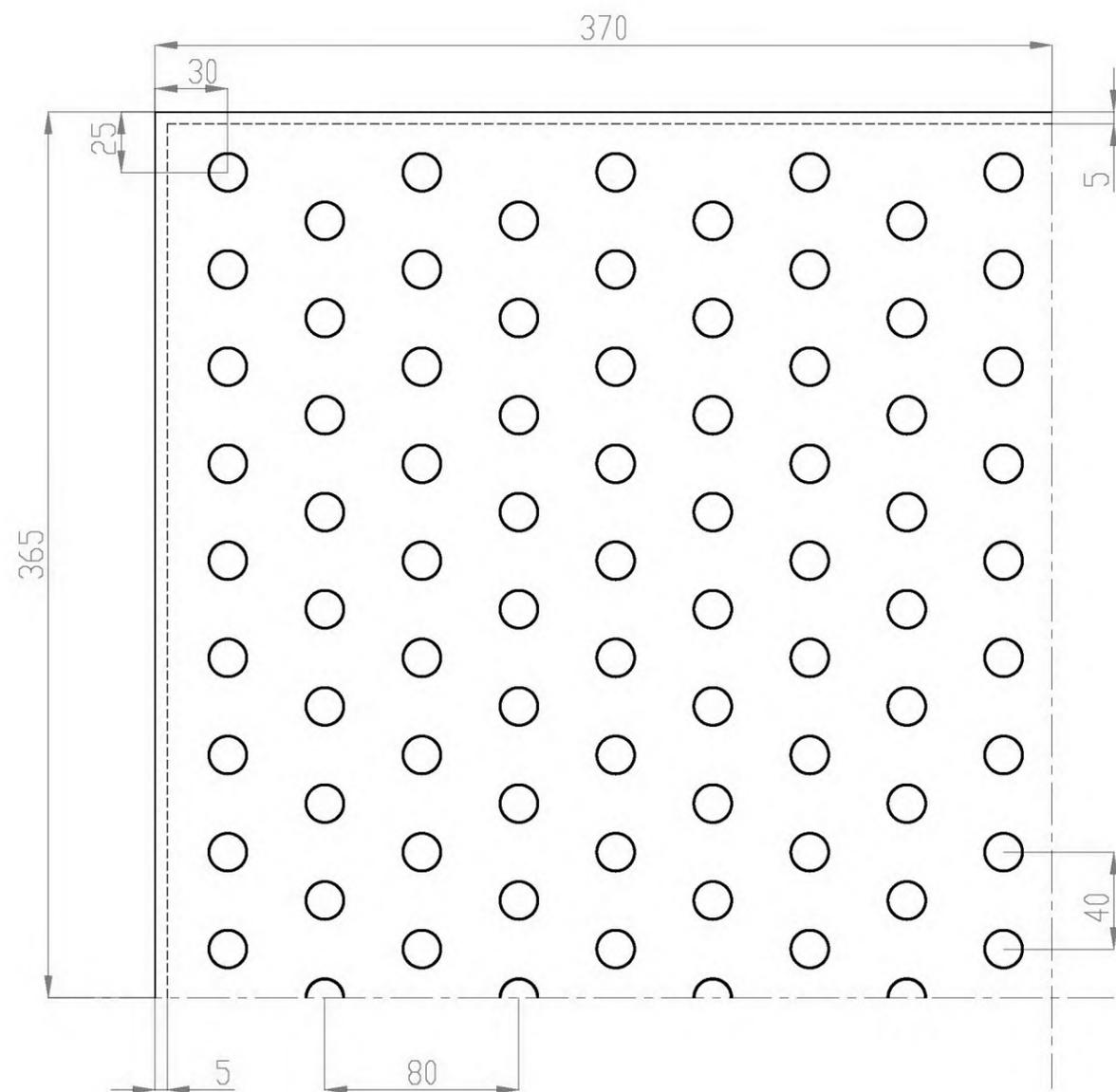
17	REAR HEADER COVER N°2
16	FRONT HEADER COVER N°2
15	REAR HEADER COVER N°1
14	FRONT HEADER COVER N°1
13	REAR HEADER N°3
12	FRONT HEADER N°3
11	REAR HEADER N°2
10	FRONT HEADER N°2
9	REAR HEADER N°1
8	FRONT HEADER N°1
7	FALNGE
6	DIFFUSER
5	SHELL COVER
4	SHELL
3	COMPACT HEAT EXCHANGER N°3
2	COMPACT HEAT EXCHANGER N°2
1	COMPACT HEAT EXCHANGER N°1

Material: 1.4404	Poids: 2285.64 kg	General Tolerance :1	
Scale : 2:5	HEAT EXCHANGER BATTERY	L.G.M.D	Language : EN
		26-05-2018	Numero: 0/17
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number :1	Revision: 1



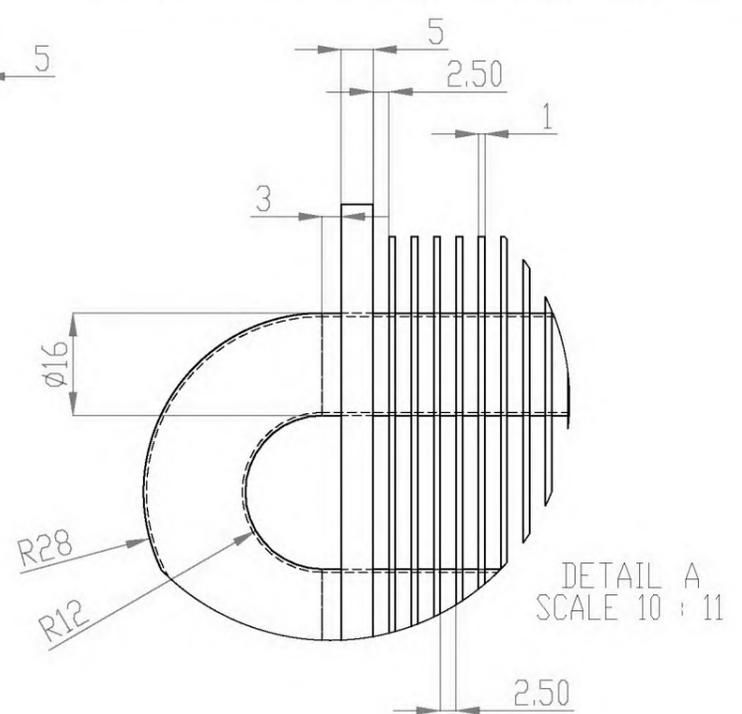
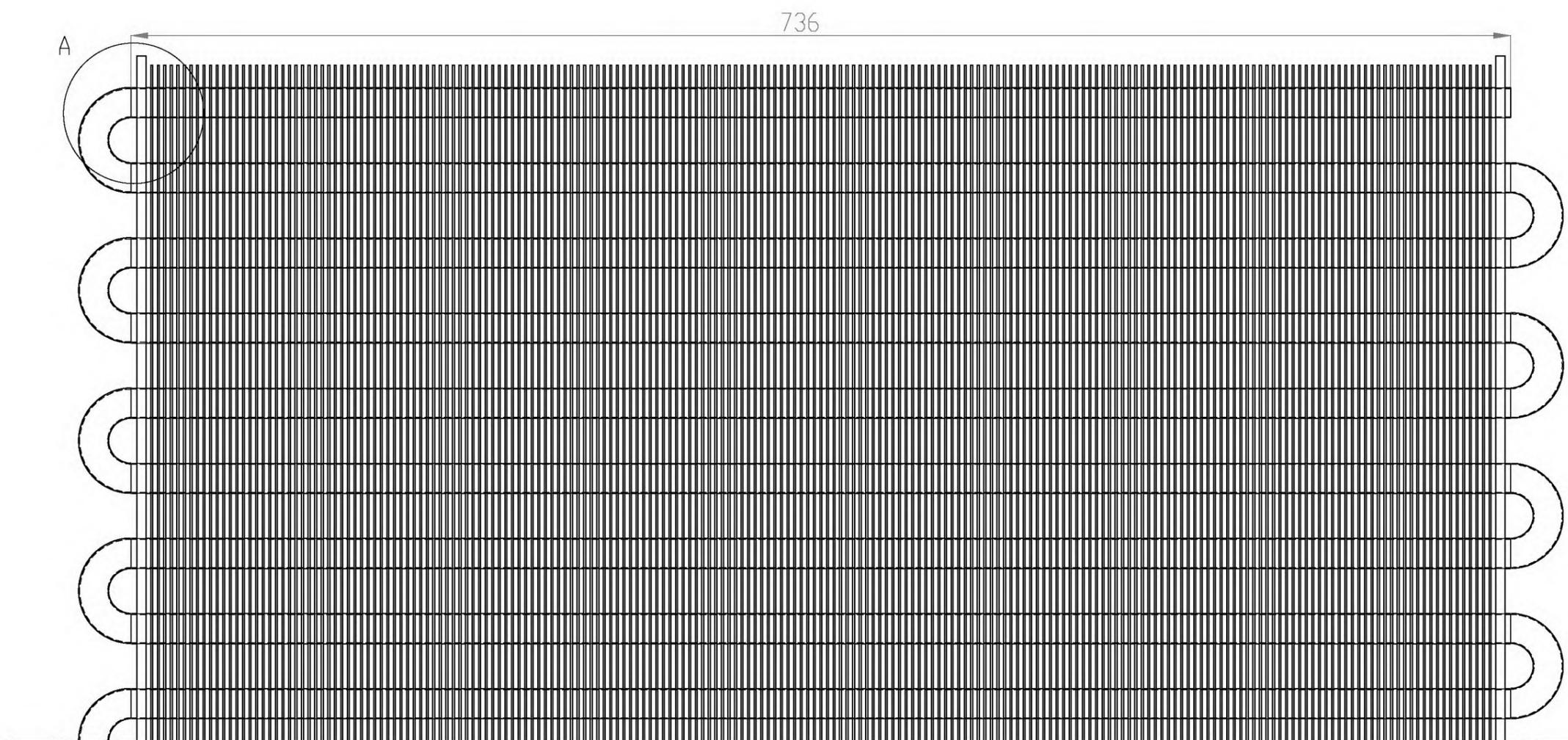
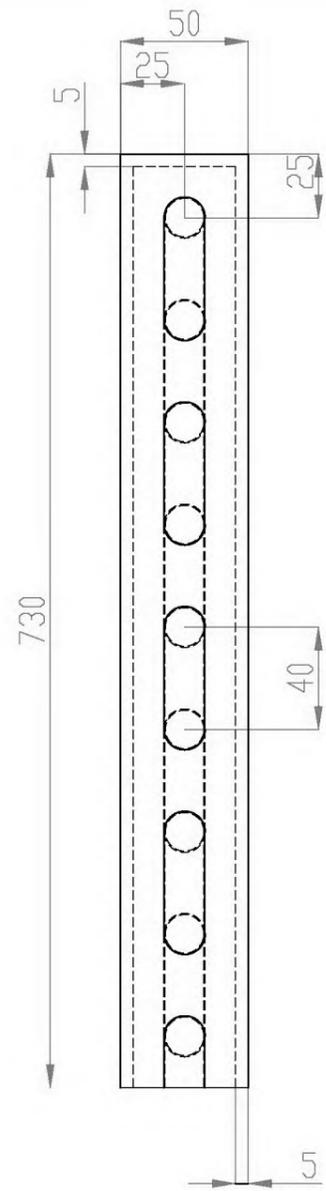
Number of tubes	210
Number of fins	205

Material: 1.4404	Weight: 577.67 kg	General Tolerance :1	
Scale : 2:5	COMPACT HEAT EXCHANGER N°1	L.G.M.D	Language : EN
		26-05-2018	
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number :1	Revision: 1
			1/17



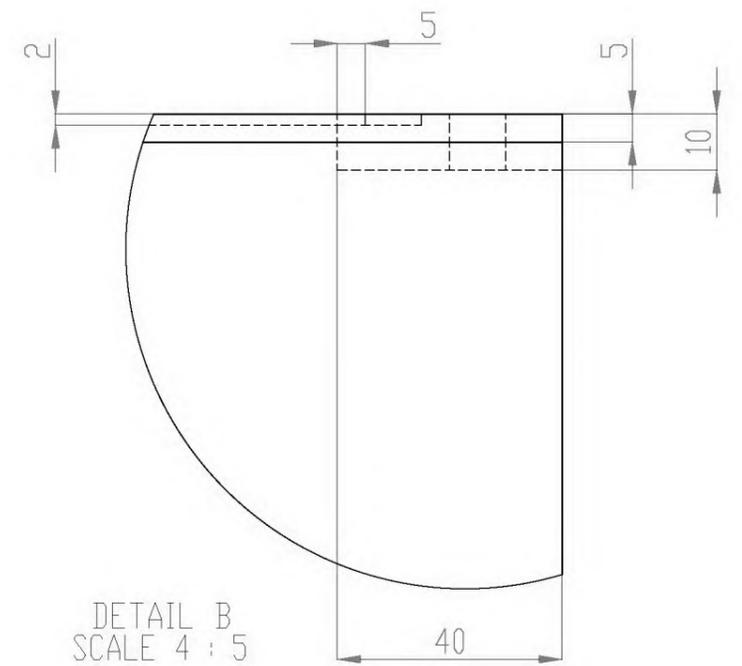
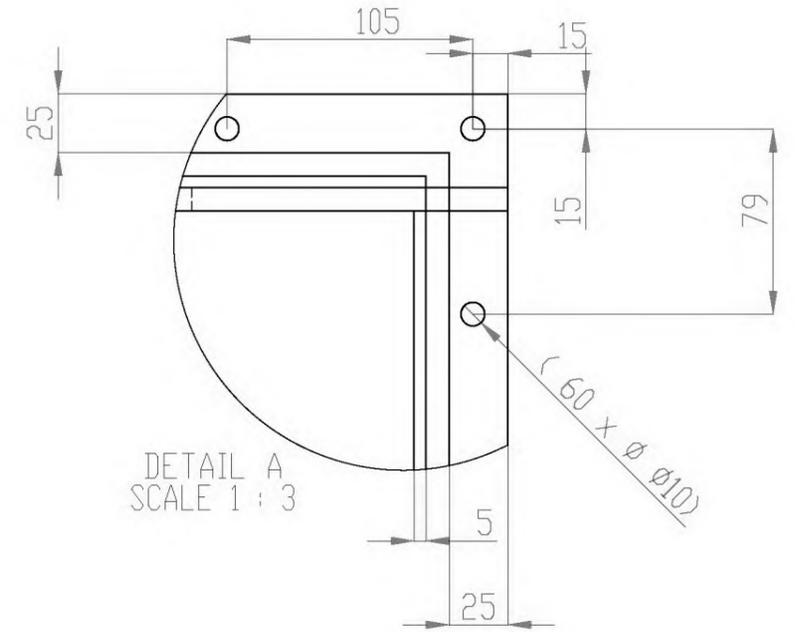
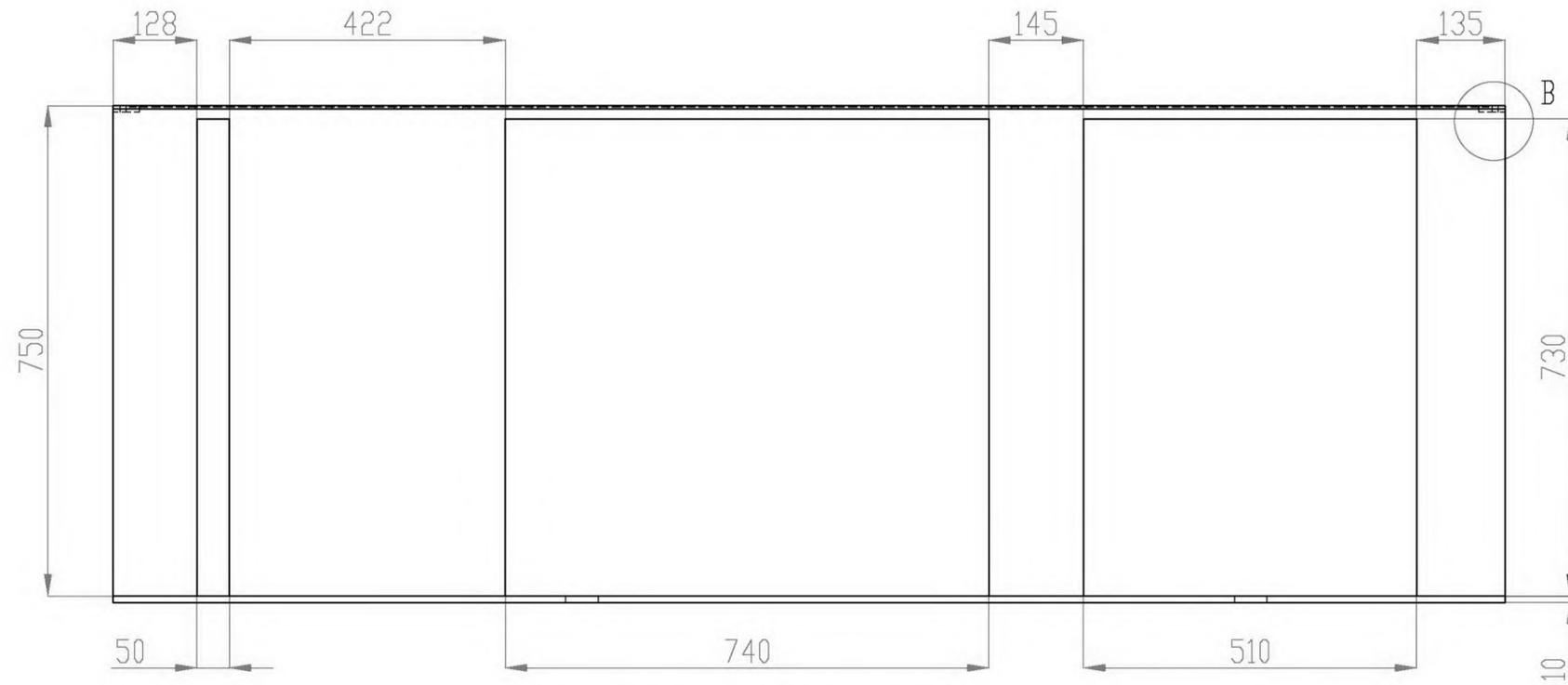
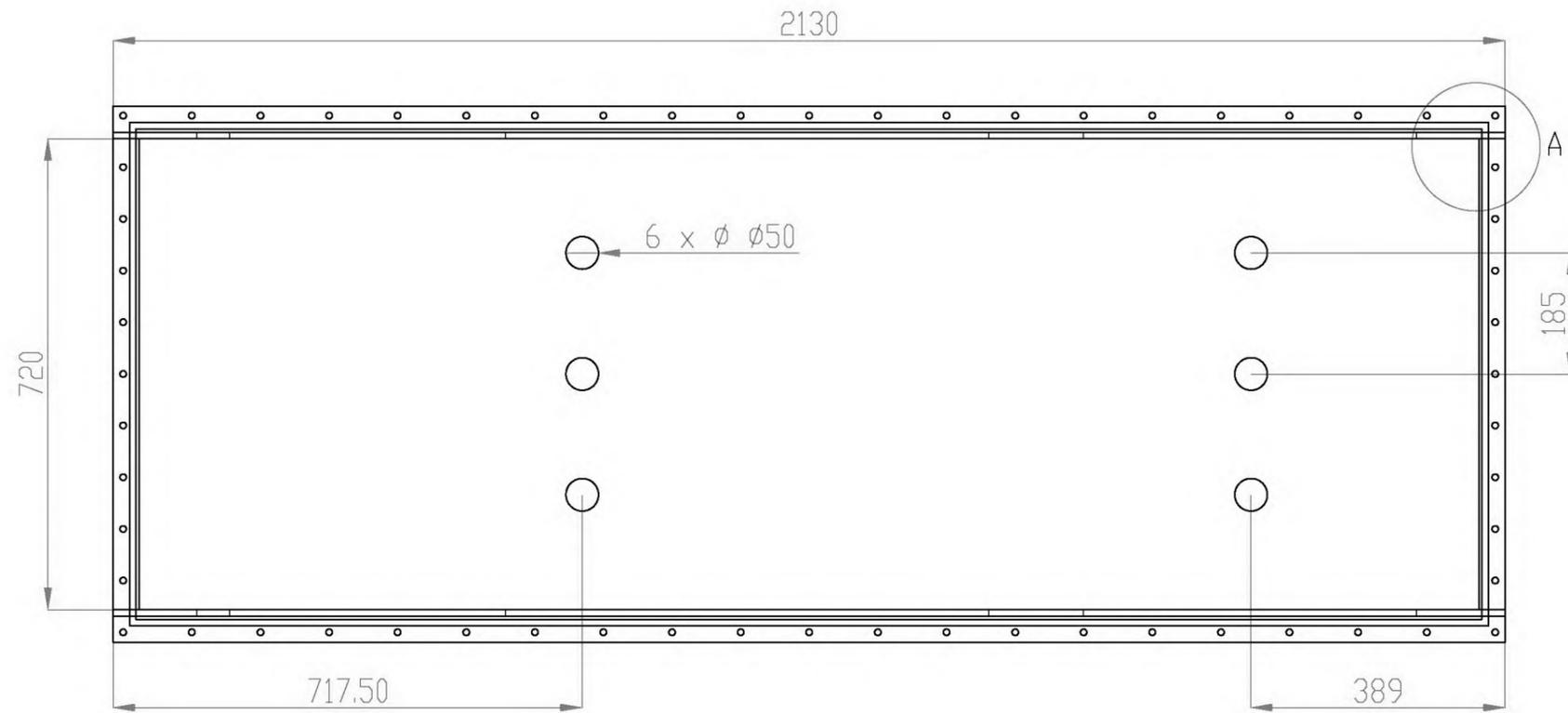
Number of fins	240
Number of tubes	315

Material: 1.4404	Weight: 970.86 kg	General Tolerance : 1	
Scale: 4:1	COMPACT HEAT EXCHNGER N°2	L.G.M.D	Language : EN
		26-05-2018	
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number: 1	Revision: 1
			2/17



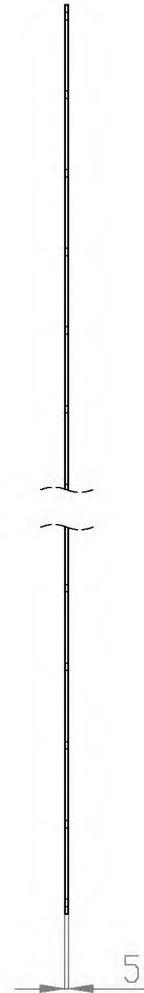
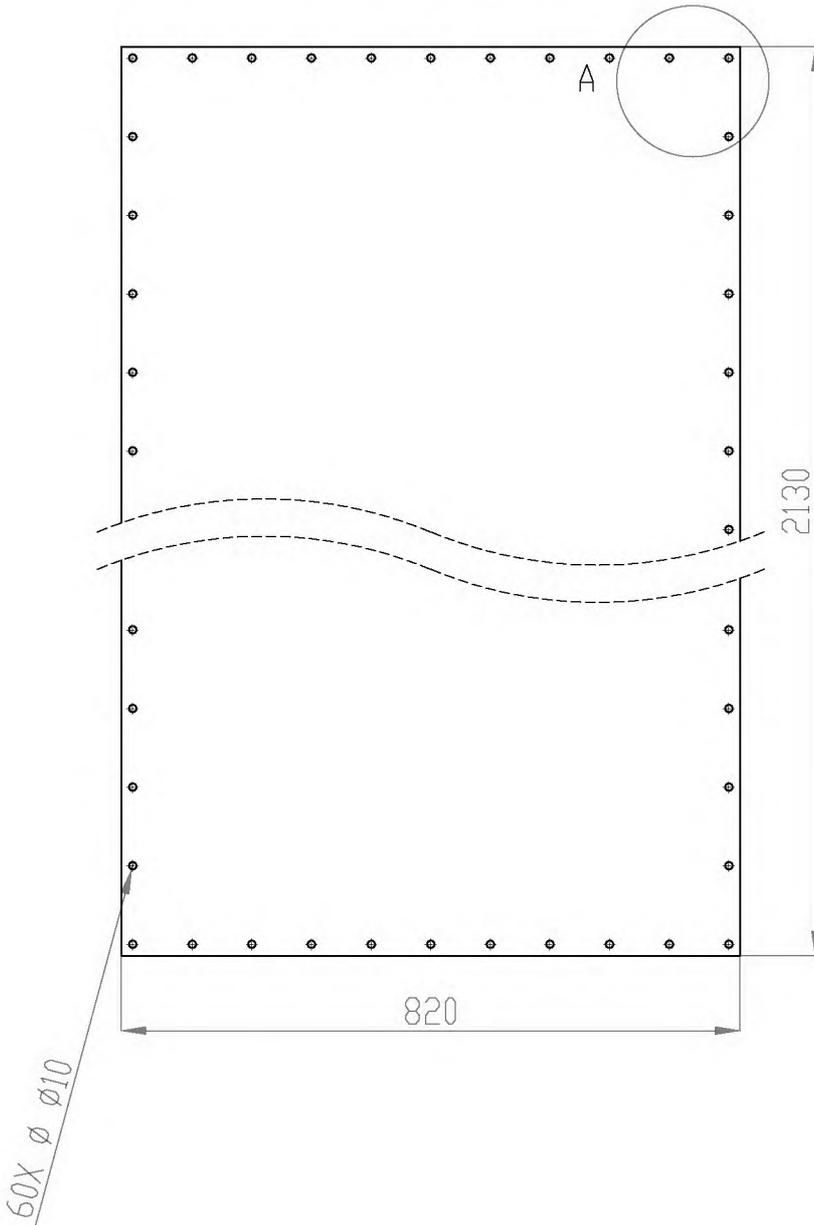
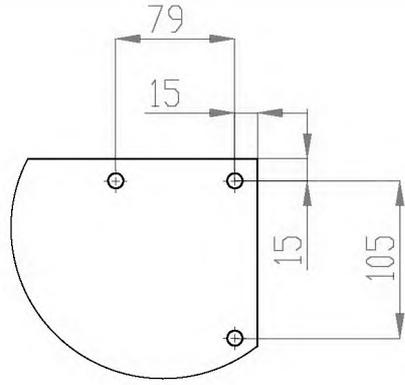
Number of tubes	18
Number of fins	205

Material :1.4404	Weight:46.72 kg	General Tolerance :1	
Scale: 4:1	COMPACT HEAT EXCHANGER N°3	L.G.M.D	Language : EN
		26-05-2018	
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number:1	Revision: 1
			3/17



Material :1.4404	Weight:219.39 kg	General Tolerance :1	
Scale: 1:10	SHELL	L.G.M.D	Language : EN
		26-05-2018	
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number:1	Revision: 1
		Numero: 4/17	

DETAIL A
SCALE 1 : 5



Material :1.4404

Weight :69.86 kg

General Tolerance :1

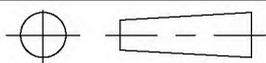
Scale: 1:10

SHELL COVER

L.G.M.D

Language :
EN

26-05-2018

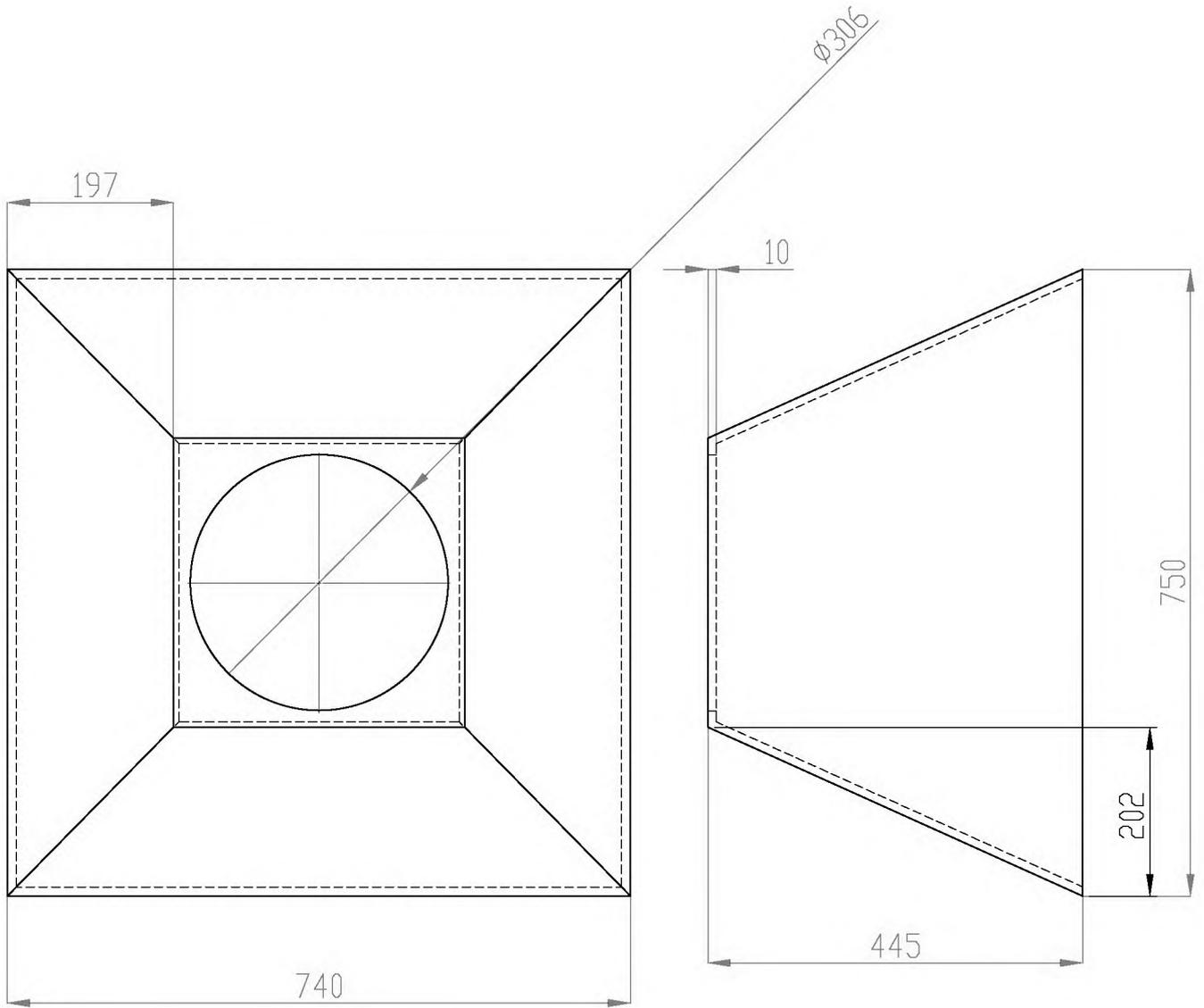


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Number:1

Revision: 1

5/17



Material :1.4404

Weight :86.17 kg

General Tolerance :1

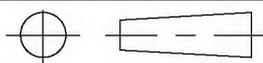
Scale: 1:8

DIFFUSER

L.G.M.D

Language :
EN

26-05-2018

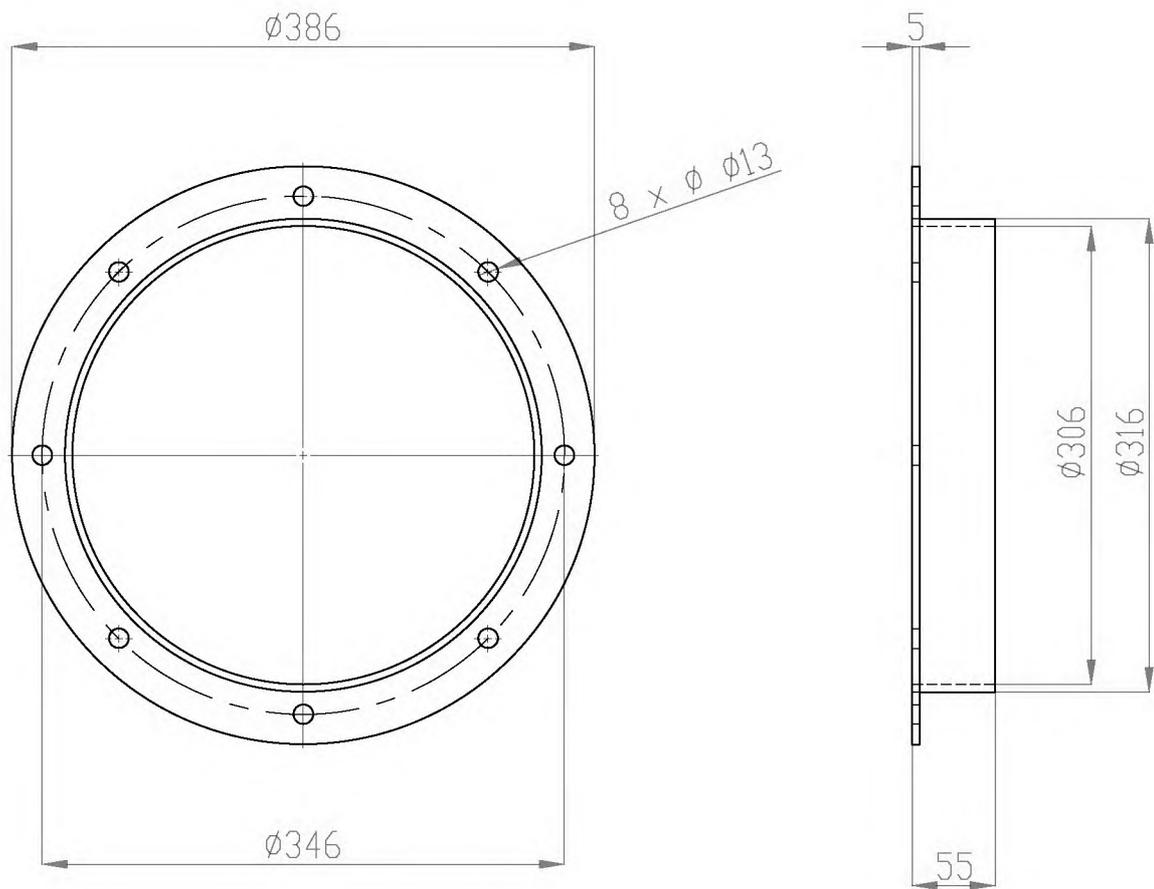


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Number:2

Revision: 1

6/17



Material :1.4404

Weight :3.65 kg

General Tolerance :1

Scale: 1:5

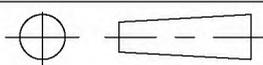
FLANGE

L.G.M.D

Language :

26-05-2018

EN

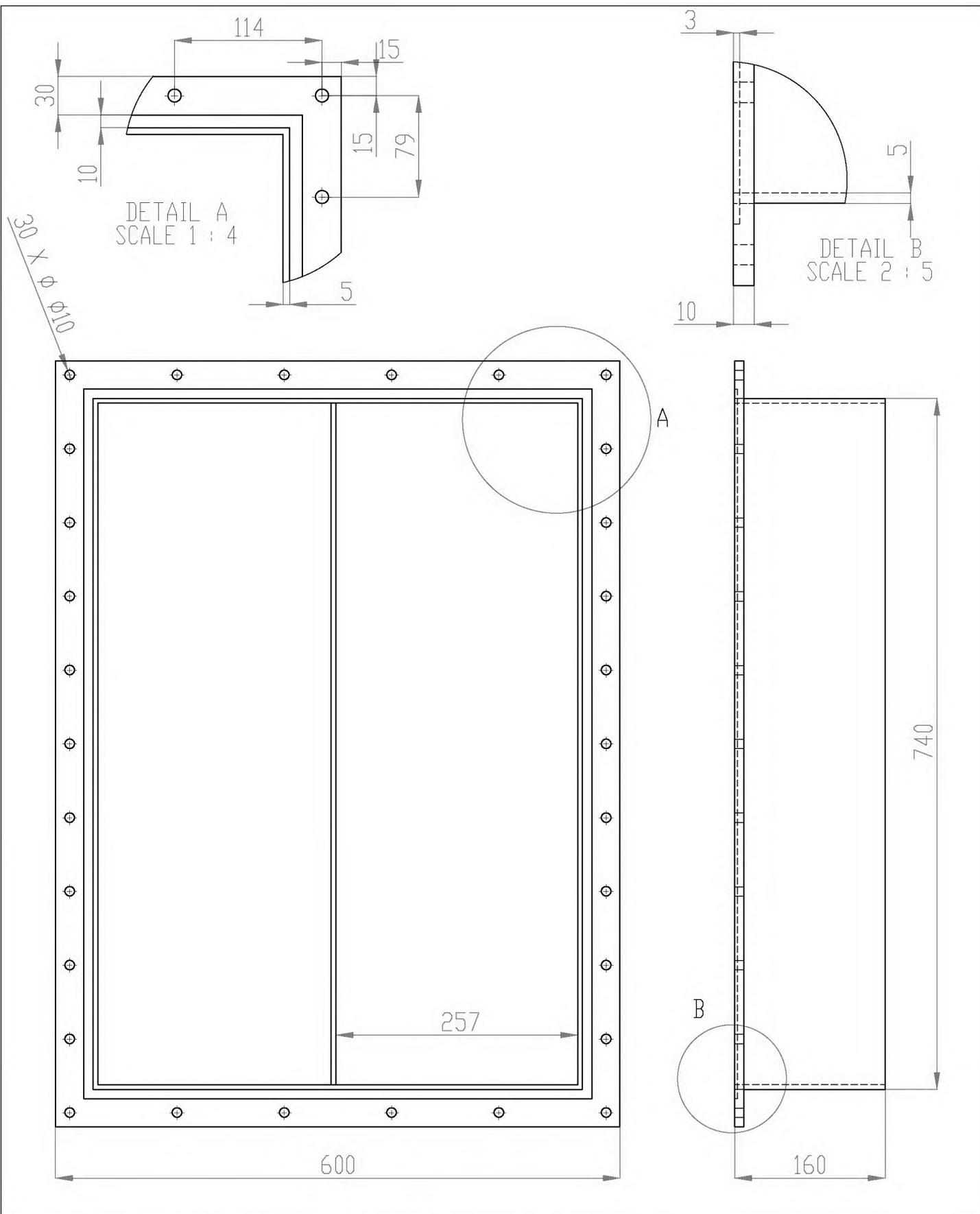


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

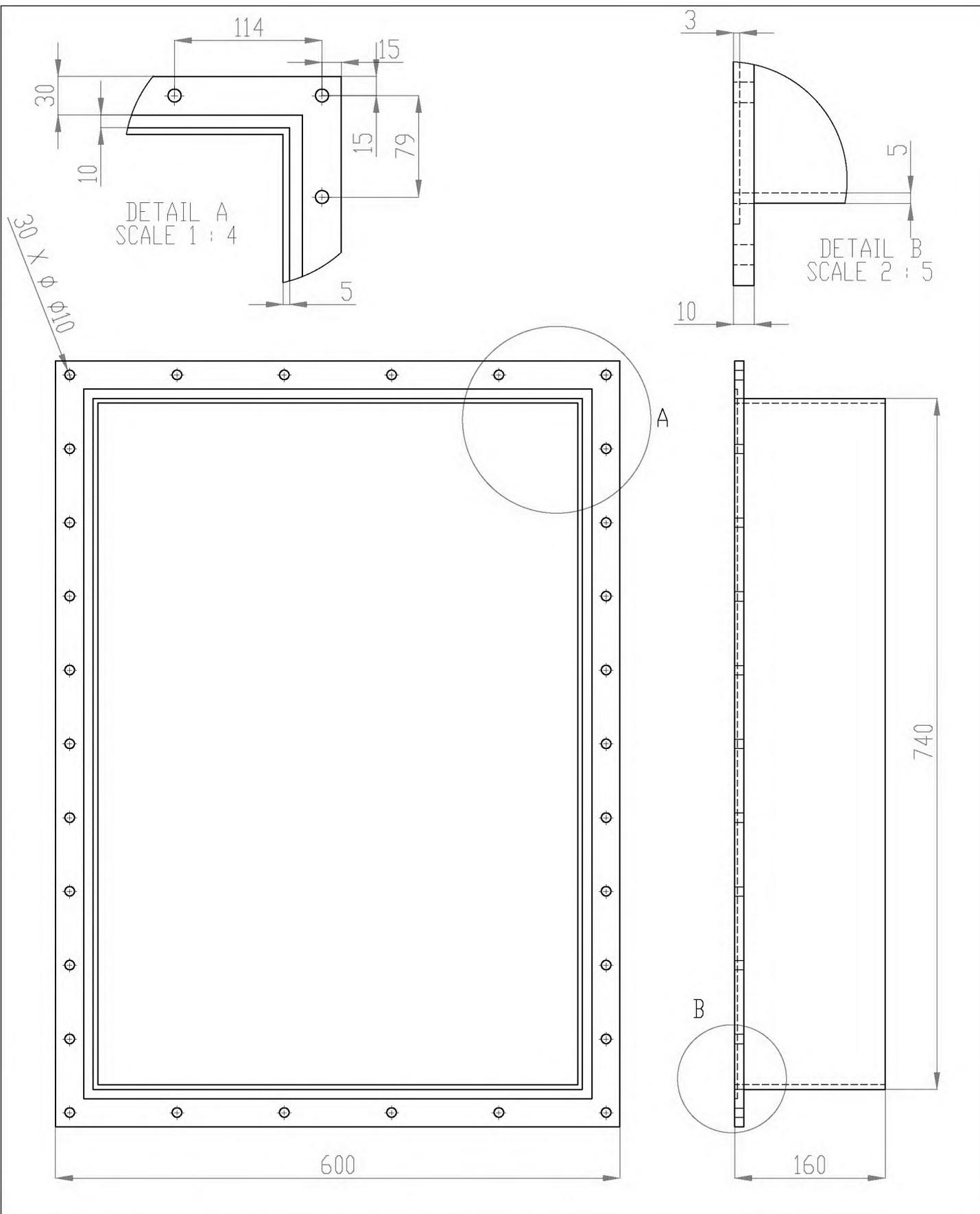
Number:2

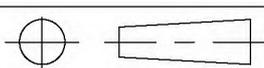
Revision: 1

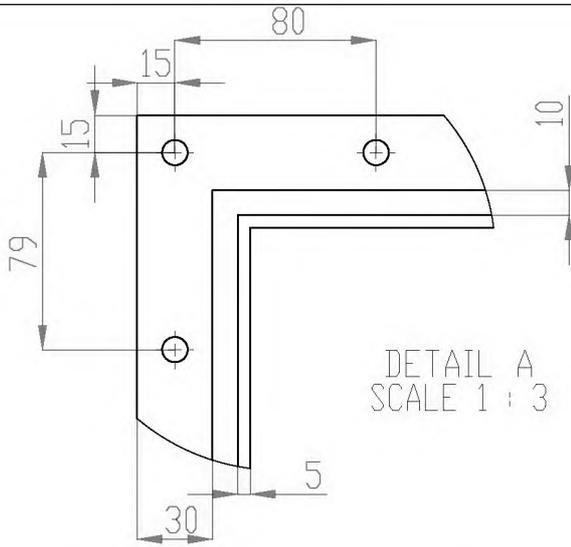
7/17



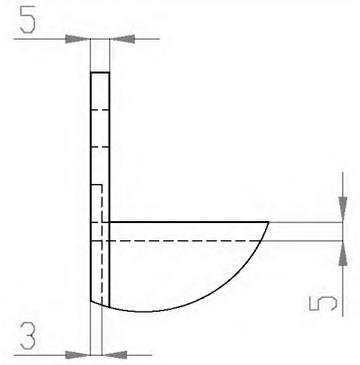
Material :1.4404	Weight :27.94 kg	General Tolerance :1		
Scale: 2:1	FRONT HEADER N°1	L.G.M.D	Language : EN	
		26-05-2018		
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number:1	Revision: 1	8/17



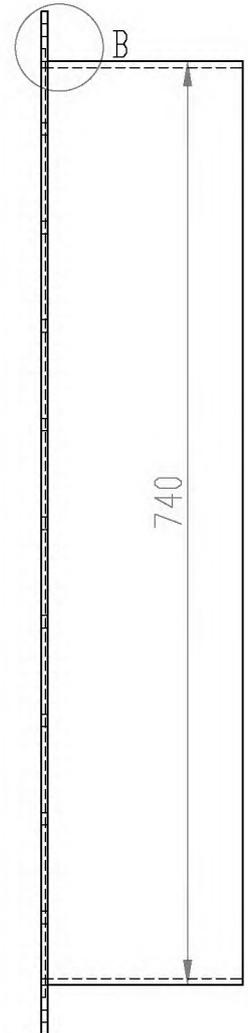
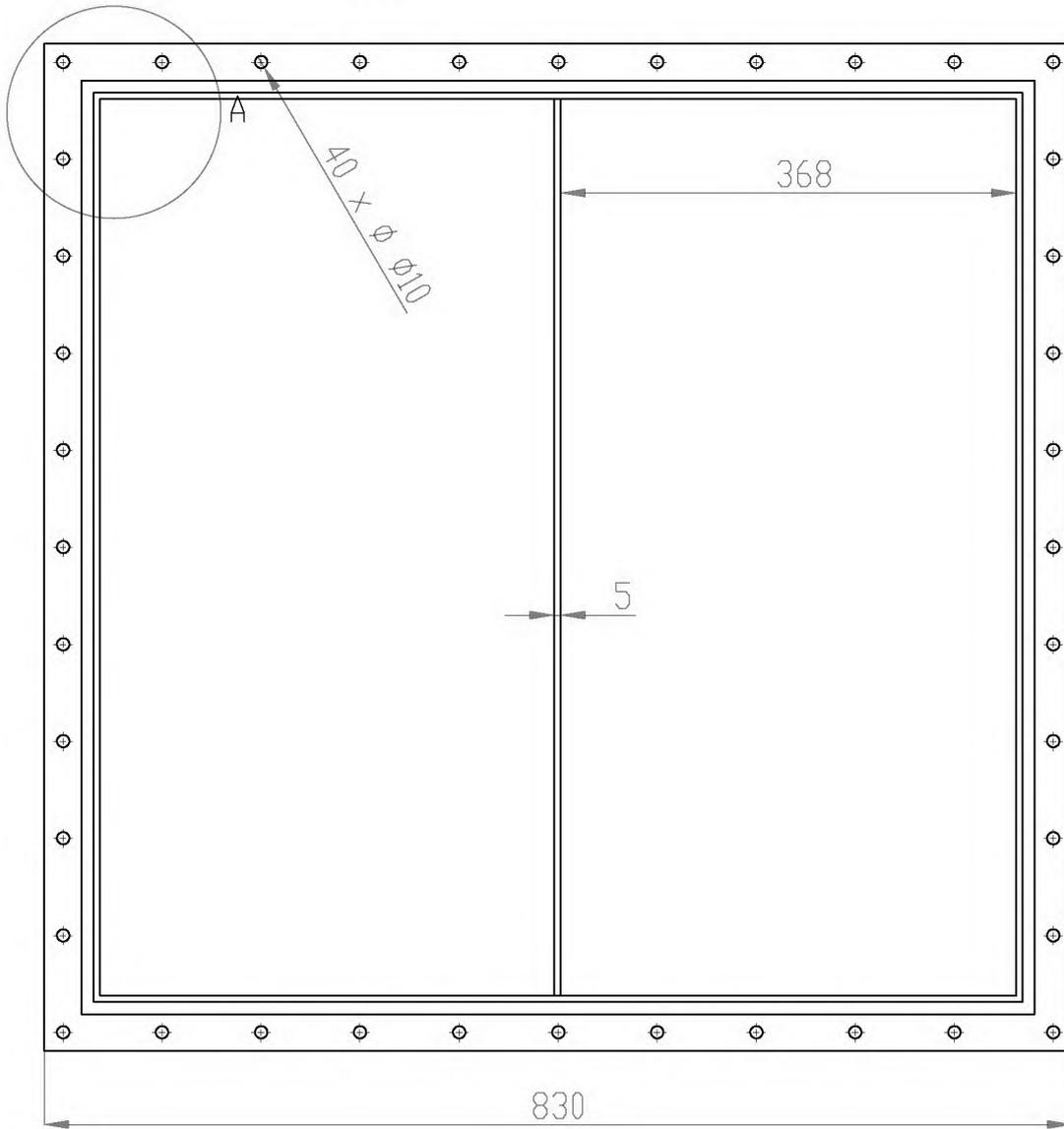
Material :1.4404	Weight :19.58 kg	General Tolerance :1		
Scale: 2:1	REAR HEADER N°1	L.G.M.D	Language : EN	
		26-05-2018		
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number:1	Revision: 1	9/17



DETAIL A
SCALE 1 : 3



DETAIL B
SCALE 1 : 2



Material :1.4404

Weight :27.79 kg

General Tolerance :1

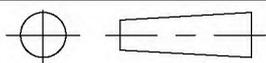
Scale: 1:6

FRONT HEADER N°2

L.G.M.D

Language :
EN

26-05-2018

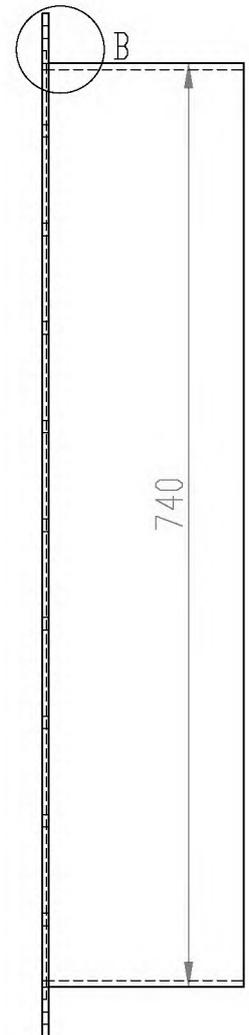
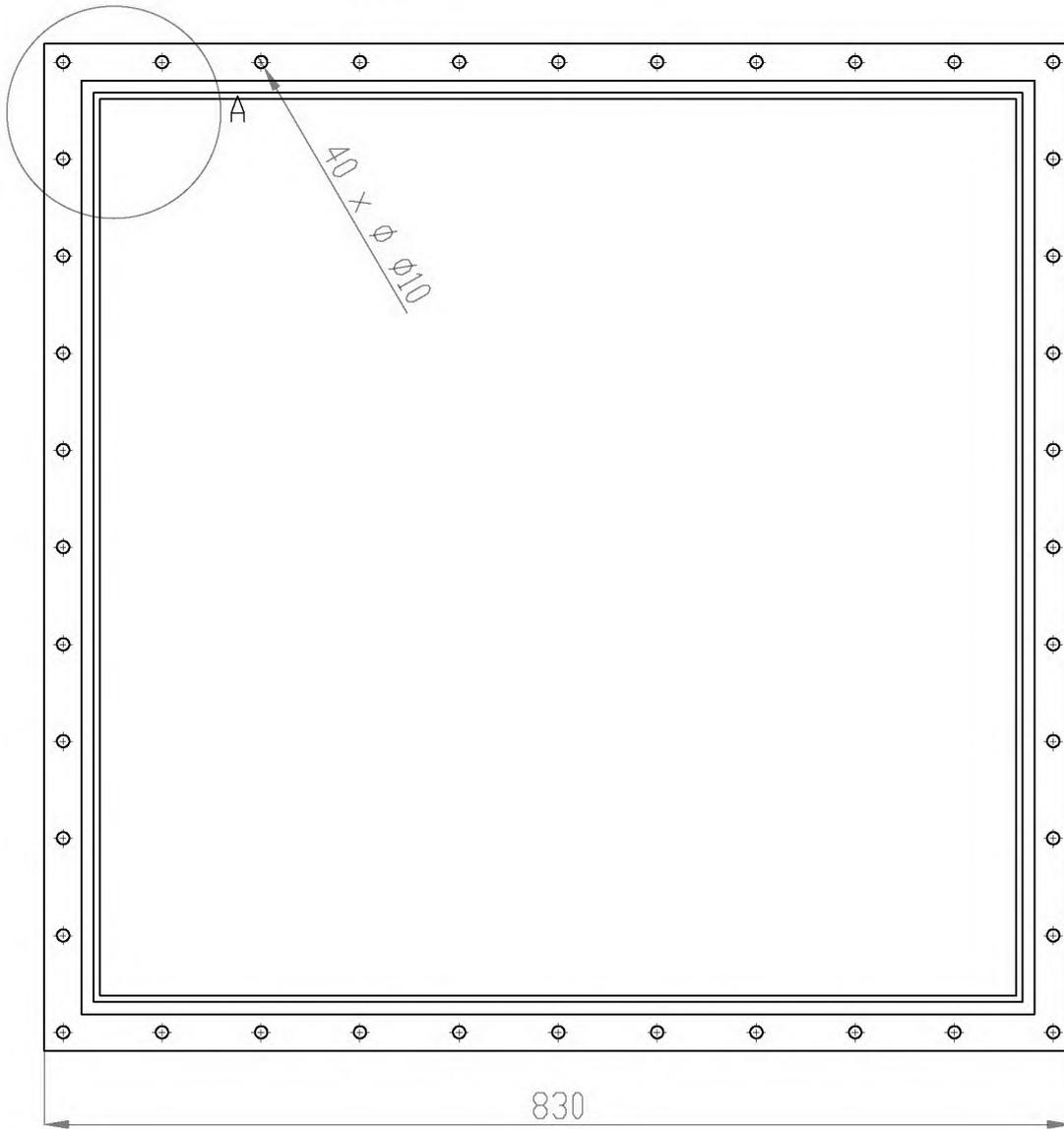
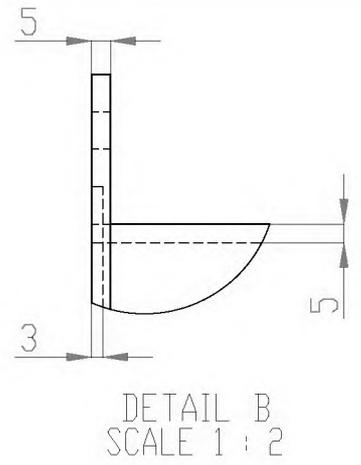
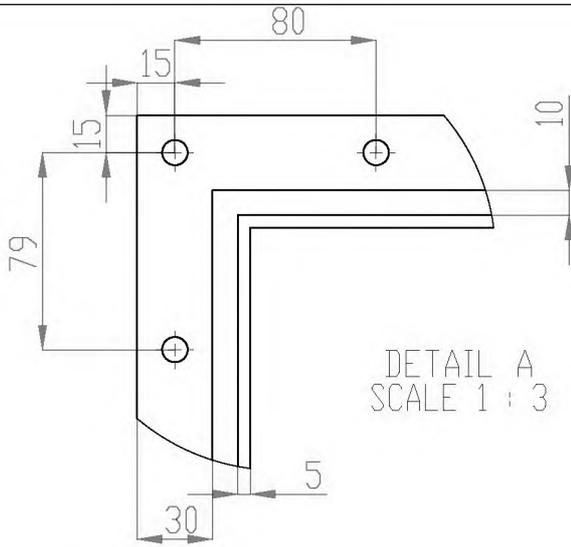


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Number:1

Revision: 1

10/17



Material :1.4404

Weight :27.79 kg

General Tolerance :1

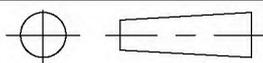
Scale: 1:6

REAR HEADER N°2

L.G.M.D

Language :
EN

26-05-2018

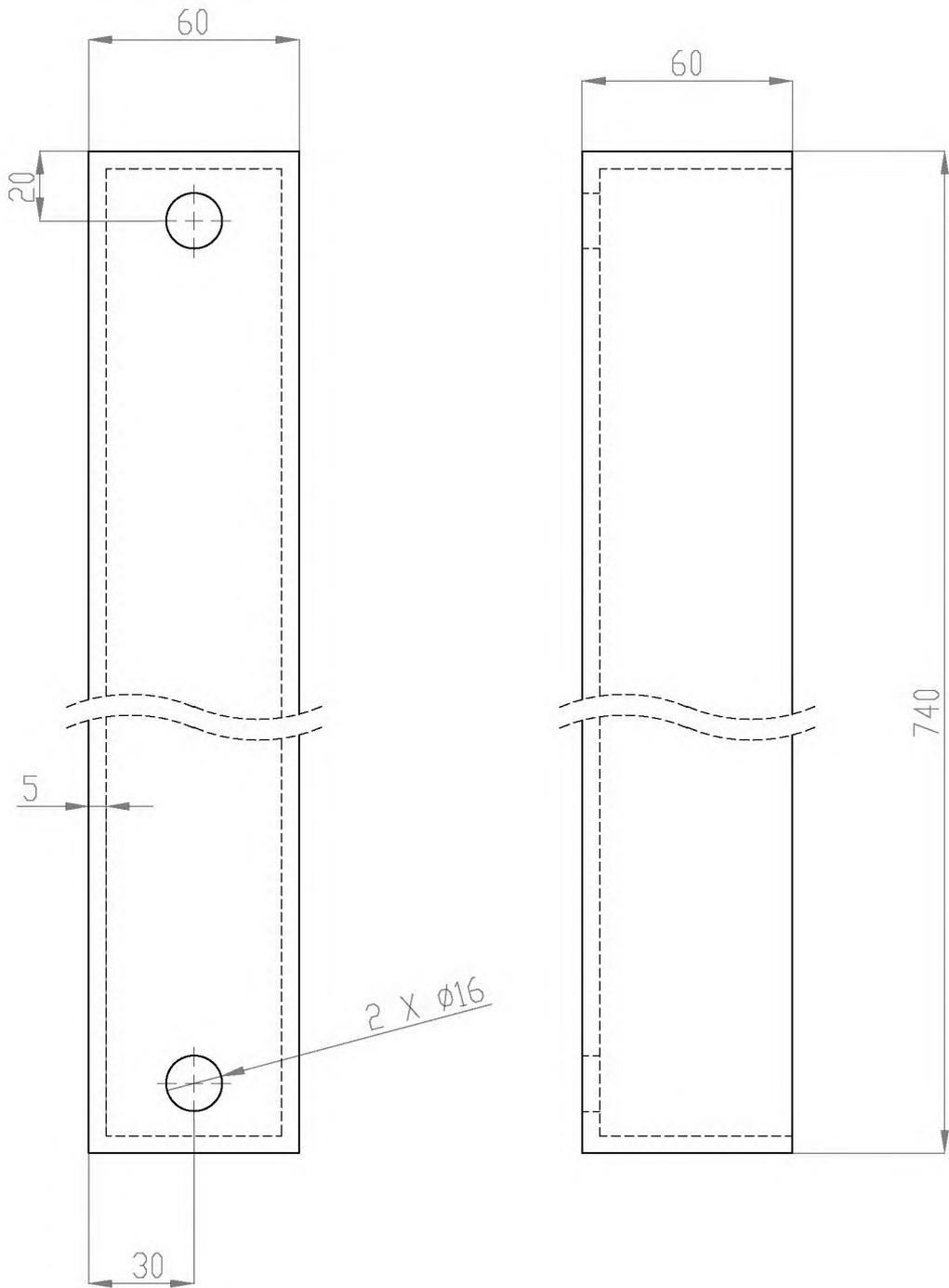


ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Number:1

Revision: 1

11/17



Material :1.4404

Weight :5.24 kg

General Tolerance :1

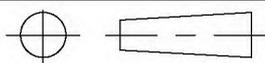
Scale: 1:2

FRONT HEADER N°3

L.G.M.D

Language :
EN

26-05-2018

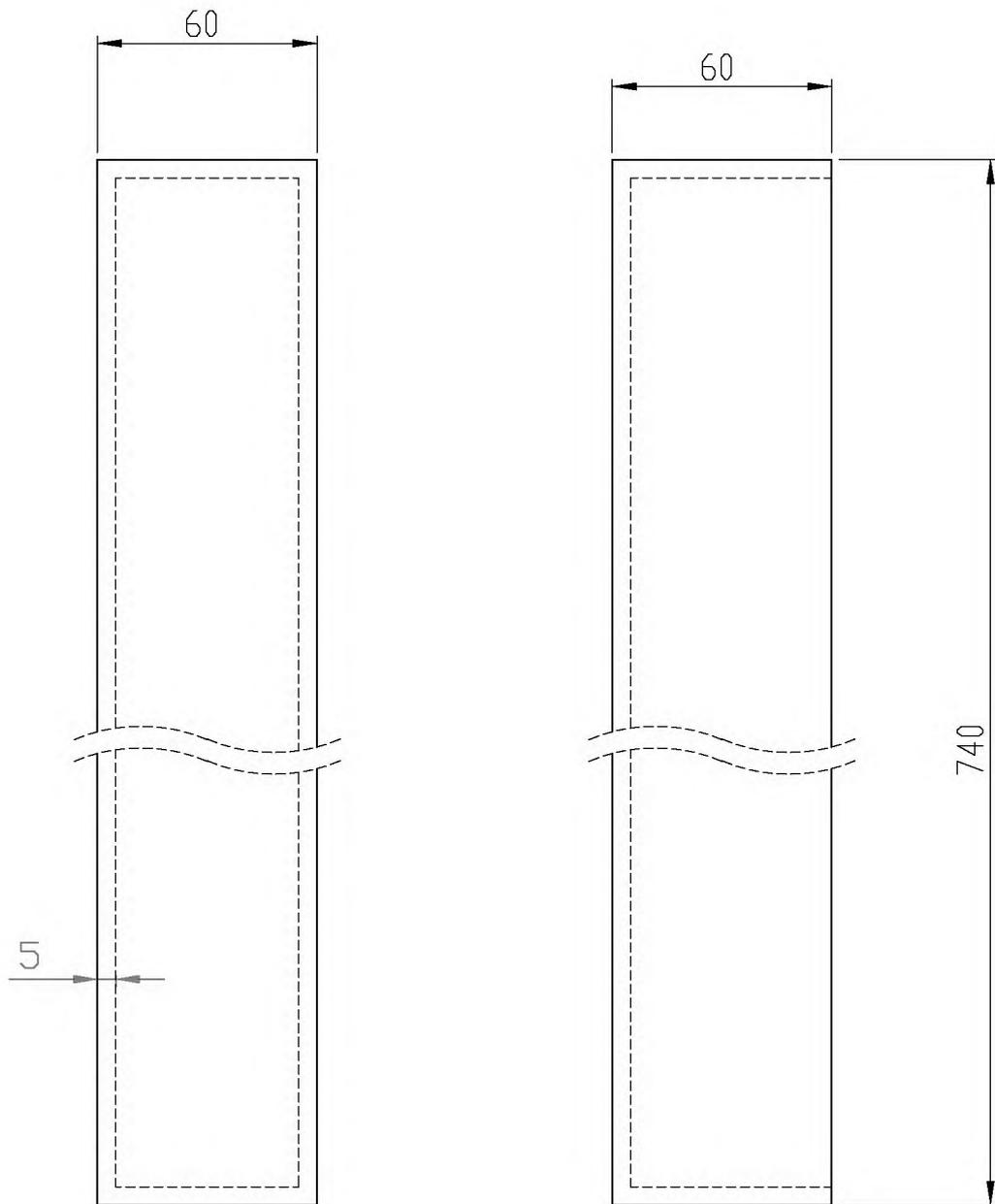


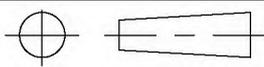
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

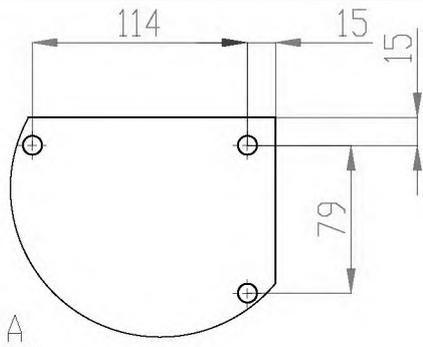
Number:1

Revision: 1

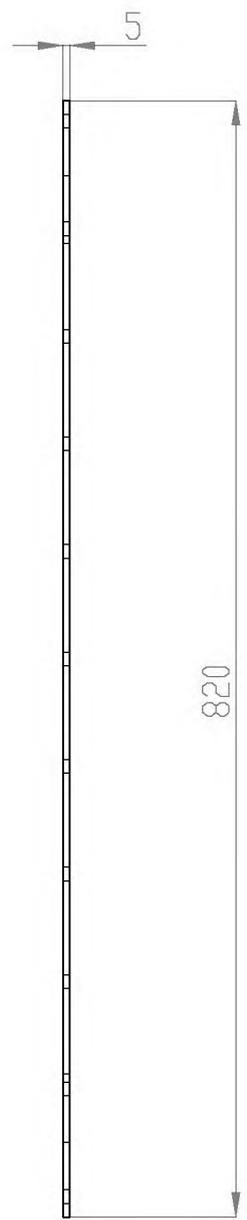
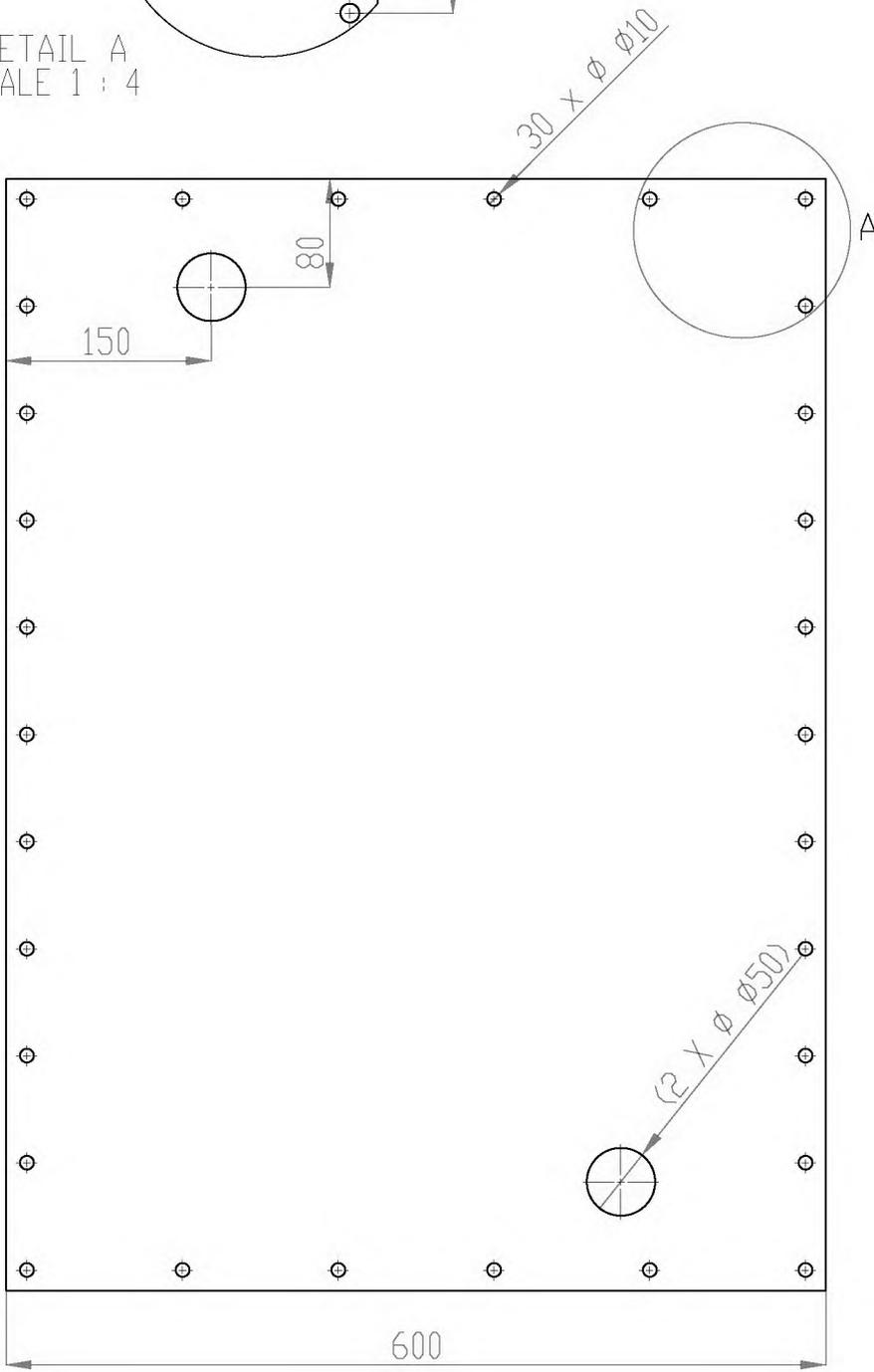
12/17

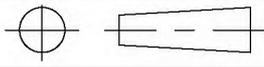


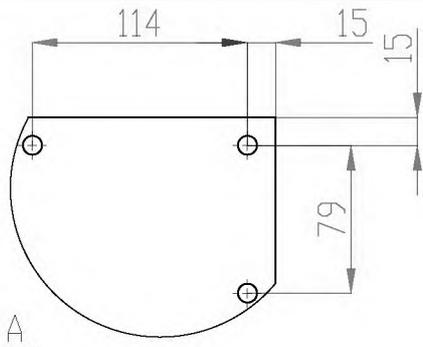
Material :1.4404	Weight :5.25 kg	General Tolerance :1	
Scale: 1:2	REAR HEADER N°3	L.G.M.D	Language : EN
		26-05-2018	
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number:1	Revision: 1
			13/17



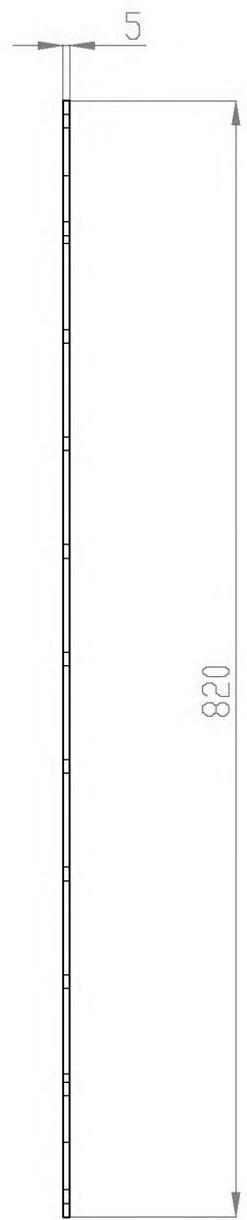
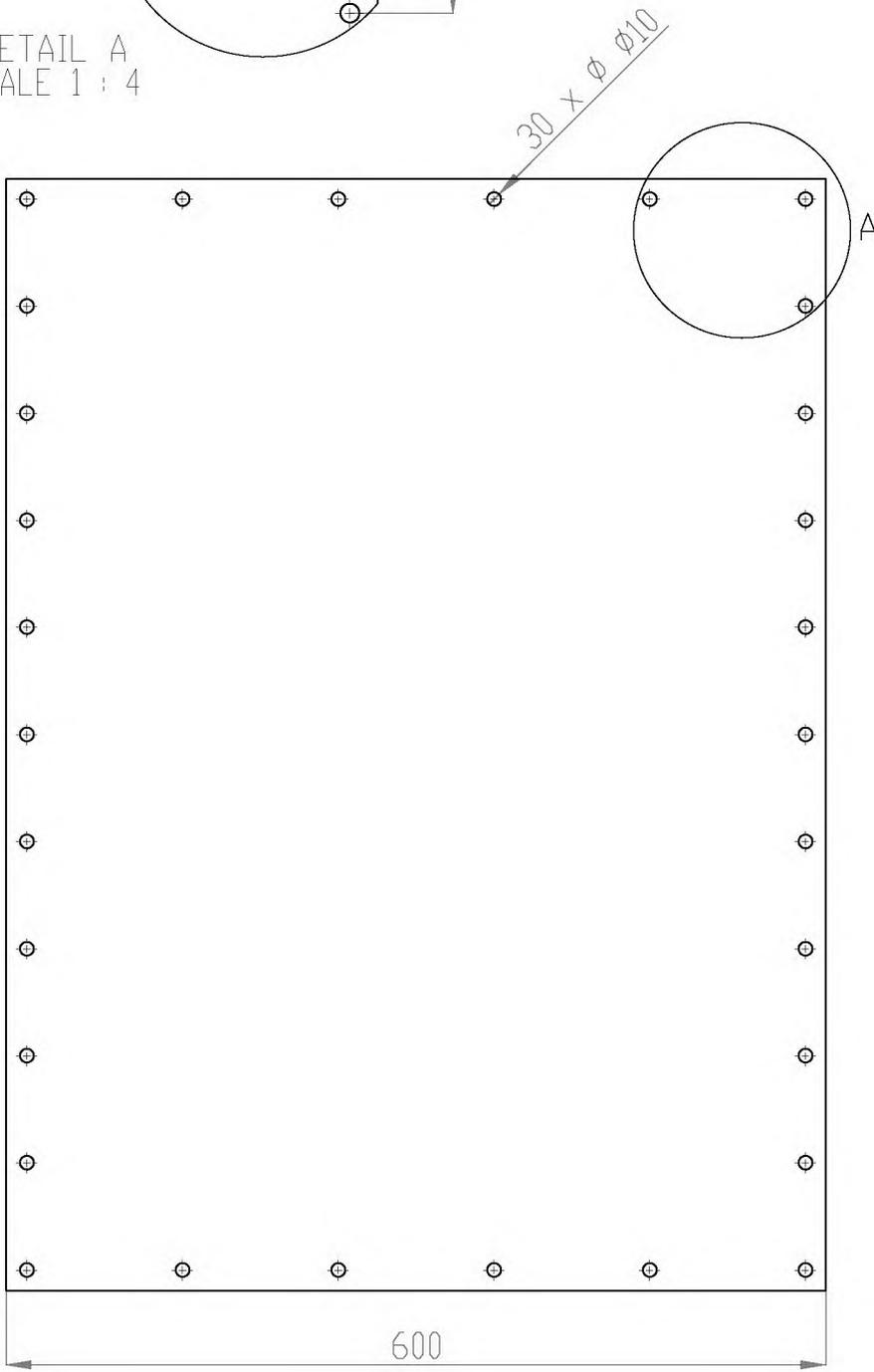
DETAIL A
SCALE 1 : 4

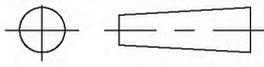


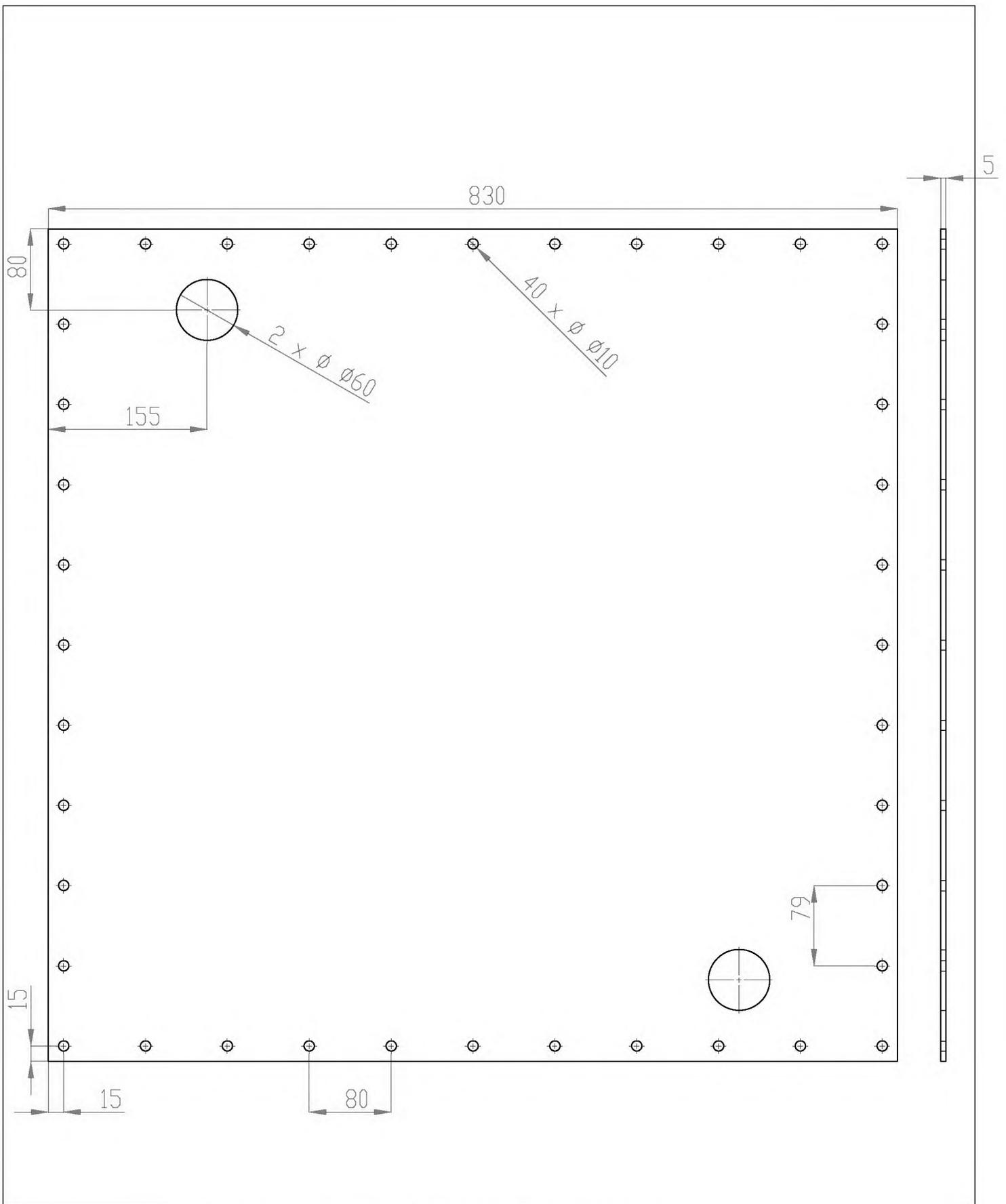
Material :1.4404	Weight :19.43 kg	General Tolerance :1		
Scale: 2:1	COVER OF FRONT HEADER N°1	L.G.M.D	Language : EN	
		26-05-2018		
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number:1	Revision: 1	14/17

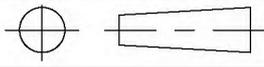


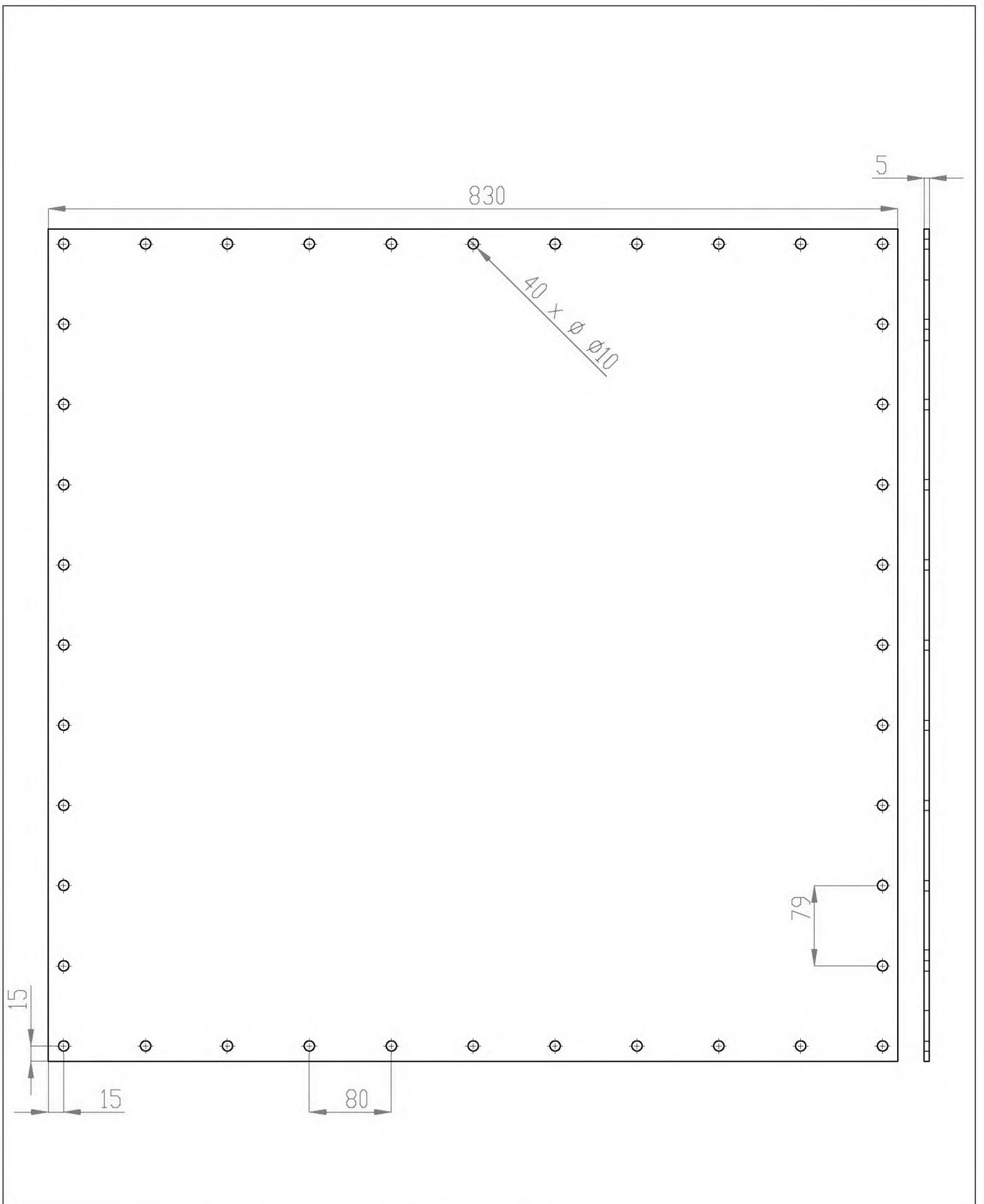
DETAIL A
SCALE 1 : 4

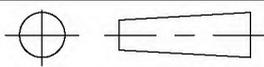


Material :1.4404	Weight :19.59 kg	General Tolerance :1		
Scale: 2:1	COVER OF REAR HEADER N°1	L.G.M.D	Language : EN	
		26-05-2018		
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number:1	Revision: 1	15/17



Material :1.4404	Weight :26.87 kg	General Tolerance :1	
Scale: 1:5	COVER OF FRONT HEADER N°2	L.G.M.D	Language : EN
		26-05-2018	16/17
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE	Number:1	Revision: 1	



Material :1.4404	Weight :27.1 kg	General Tolerance :1	
Scale: 2:1	COVER OF REAR HEADER N°2	L.G.M.D	Language : EN
		26-05-2018	17/17
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE		Number:1	

PHYSICAL AND CHEMICAL PROPERTIES**Product identifiers**

Product name : Dichloromethane

COMPOSITION/INFORMATION ON INGREDIENTS**Substances**

Synonyms : Methylene chloride
DCM

Formula : CH_2Cl_2

Molecular Weight : 84.93 g/mol

CAS-No. : 75-09-2

EC-No. : 200-838-9

Index-No. : 602-004-00-3

Registration number : 01-2119480404-41-XXXX

Information on basic physical and chemical properties

- | | |
|---|--|
| a) Appearance | Form: liquid
Colour: colourless |
| b) Odour | no data available |
| c) Odour Threshold | no data available |
| d) pH | no data available |
| e) Melting point/freezing point | Melting point/range: -97 °C (-143 °F) |
| f) Initial boiling point and boiling range | 39.8 - 40 °C (103.6 - 104 °F) |
| g) Flash point | no data available |
| h) Evapouration rate | 0.71 |
| i) Flammability (solid, gas) | no data available |
| j) Upper/lower flammability or explosive limits | Upper explosion limit: 19 %(V)
Lower explosion limit: 12 %(V) |
| k) Vapour pressure | 470.9 hPa (353.2 mmHg) at 20.0 °C (68.0 °F) |
| l) Vapour density | 2.93 - (Air = 1.0) |
| m) Relative density | 1.325 g/mL at 25 °C (77 °F) |
| n) Water solubility | slightly soluble |
| o) Partition coefficient: n-octanol/water | log Pow: 1.25 |
| p) Auto-ignition temperature | 556.1 °C (1,033.0 °F)
662.0 °C (1,223.6 °F) |
| q) Decomposition temperature | no data available |
| r) Viscosity | no data available |

AISI	316 L	DIN	1.4404 - X 2 CrNiMo 17 12 2				AFNOR	Z 2 CND 17 12	
Particularités									
Acier inoxydable avec une excellente résistance à la corrosion, ne différant de l'acier 316 L (1.4435) que par une variation de teneur en nickel et en molybdène. Ses caractéristiques sont donc identiques au 316 L (1.4435). En raison de son usinabilité limitée, on utilisera de préférence des aciers optimisés (PX, PM) lorsque des usinages complexes sont nécessaires. Cet acier convient parfaitement pour des pièces en contact prolongé avec la peau.							Usinable	-	
							Trempable	non	
							Polissable	+	
							Magnétisable	non	
							Durcissable	non	
Soudable par									
							MIG, TIG, WIG	oui	
							Arc	oui	
							Résistance	oui	
							Autogène	oui	
							Laser	oui	
Composition chimique selon DIN [%]									
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Autres	
< 0.03	< 1	< 2	< 0.045	< 0.015*	16.5-18.5	2 - 2.5	10 - 13	N < 0.11	
*Pour les barres, le fil machine, les profils et les demi-produits concernés, la teneur maxi en soufre est de 0.03%									
Propriétés physiques									
Densité ρ [kg·m ⁻³]		Résistivité électrique ρ [$\mu\Omega\cdot m$]			Chaleur spécifique C_p [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]		Conductivité thermique λ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]		
7980		0.75			500		15		
Coefficient de dilatation α [10 ⁻⁶ ·°C ⁻¹] entre 20°C et							Module élastique E [GPa]		
100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C	600 °C	700 °C	200 à 20°C		
16.5	17.5	17.5	18.5	18.5	19	19.5	172 à 400°C		
Propriétés mécaniques									
Etat	Limite élastique R _{p0.2} [MPa]				Résistance de rupture R _m [MPa]	Allongement de rupture A ₅ [%]	Dureté Vickers [HV]		
	20°C	100°C	200°C	300°C					
Recuit	190	166	137	118	490-690	≥45	150 - 200		
Ecroui max.	1300				1400	5	430		
Traitements thermiques									
Type	Température [°C]	Temps [minutes]		Atmosphère		Refroidissement			
Recuit	1020-1080	15 - 60		H ₂ + N ₂ ou NH ₃ craqué		Rapide			
Traitements chimiques									
Type	Milieu				Commentaires				
Décapage	6 - 25 % HNO ₃ + 0.5 - 8 % HF				A l'état recuit uniquement et à chaud				
Passivation	20 - 50% HNO ₃				A chaud				
Mise en oeuvre									
Cet acier se déforme facilement à froid (pliage, étampage, emboutissage). Cependant son taux d'écrouissage très important nécessite des équipements dimensionnés en conséquence. L'écrouissage a pour conséquence de rendre cet acier très légèrement magnétisable. Lorsque cet acier est maintenu à des températures entre 500°C et 900°C, il y a risque de formation de phase s, aux conséquences nocives pour l'aptitude à la déformation et la résistance à la corrosion. Un recuit consécutif sera alors nécessaire pour dissoudre cette phase avec un refroidissement rapide pour éviter toute nouvelle précipitation. Une trempe n'est nécessaire que pour les pièces de grandes dimensions. Cet acier est relativement difficile à usiner et on lui préférera des nuances optimisées (Px, PM) si des usinages conséquents sont prévus.									
Soudage et brasage									
Cet acier est aisément soudable par tous les procédés, exception faite du chalumeau oxy-acétylénique. Dépendant des conditions de soudage, une faible teneur de ferrite résiduelle magnétisable peut être présente au niveau du cordon de soudure. Il n'est pas nécessaire d'effectuer un traitement thermique après soudage. Métaux d'apports: 1.4430, 1.4576.									
Formes de livraison									
Plaques, bandes, rubans, fils, profilés, tubes, dimensions et tolérances sur demande.									

Les indications sont fondées sur l'état actuel de nos connaissances. Cette fiche technique est sans engagement et ne constitue pas un document contractuel

```

%*****Données_Températures*****%
Ti=50      ;      To=34.49; % Températures in/out de l'air
Teau_i=25  ;      Teau_o=26.49; % Températures in/out de l'eau
debit_tot_m3_h=2500; % débit volume de l'air
dt1=(Ti-Teau_o); dt2=(To-Teau_i); dtm=dt1-dt2;
dtlm=((dt1-dt2)/(log(dt1/dt2))); % Difference Temperature
Logarithme moyenne
dtm=(Ti-To)-(Teau_o-Teau_i)
F=dtm/dtln
%*****
%*****propriétés_thermodynamiques*****%
rho_air=1.11778 ; rho_eau=10^3*1/1.00278;
cp=1017.72 ; cp_eau=4.17944*10^3;
nu_air=1.8938*10^-5 ; nu_eau=877.88*10^-6;
k_air=0.02595 ; k_eau=611.73*10^-3;
Pr_air=(nu_air*cp)/k_air ; Pr_eau=6.0038;
kinox=16.3;Rf_eau=0.0002;Rf_air=0.0001;
%*****Paramètres_geometrique*****%
L1=0.720; %longueur des tubes
L2= 0.50; %largueur du compartiment
L3=0.720; %la hauteur du compartiment
do=16*10^-3; % diamètre extérieur
di=15*10^-3; %diamètre intérieur
thick=1*10^-3; % épaisseur des ailettes
PT=40*10^-3; % espacement verticale entre les tubes
P1=40*10^-3; % espacement longitudinale entre les tubes
s=2.5*10^-3; % espacement entre les faces des ailettes
ss=s+thick; % espacement entre les ailettes
Nt1=L2*L3/(PT*P1); %Nombre des tubes
Nt=210; % Nombre des tubes pris
Nf1=L1/ss; % Nombre des ailettes
Nf=205 %Nombre des ailettes pris
%*****données pour calcul du rendement*****%
ro=do/2; % rayon des tubes
L=23*10^-3; M=20*10^-3; % paramètres hexagone (dessin)
lamda1=M/ro; beta1=L/M;
rapport=1.27*lamda1*(beta1-0.3)^0.5
re=rapport*ro;
l_etoil=(re-ro)*(1+(thick/(2*(re-
ro))))*(1+0.35*log(rapport))
%=====
x=0.5*((PT-do)-(P1-do)*thick*(Nf/L1));
y=((0.5*PT)^2+(P1^2))^0.5 -do-(P1-do)*thick*(Nf/L1);
xx=2*x;yy=2*y;z=xx;

Ao=(( (L3/PT) -1) *z+ (PT-do) - (PT-do) *thick*(Nf/L1)) *L1; %

```

```

free flow area staggered
Af=2*((Nf/L1)*L1*(L2*L3-
0.25*pi()*Nt*do^2)+L3*thick*(Nf/L1)*L1); % fins area
Afr=L3*L1;% frontal area
Ai=pi()*di*L3*Nt;% surface interne tubes
AA=2*((Nf/L1)*L1*(L2*L3-
0.25*pi()*Nt*do^2)+L3*thick*(Nf/L1)*L1)+(pi()*do*Nt*(L1-
thick*(Nf/L1)*L1)) % surface totale
A=(pi()*do*L1-pi()*do*thick*Nf)*Nt+2*(L2*L3-
0.25*pi()*do^2*Nt)*Nf+2*(L2+L3)*thick*Nf;%surface
d'échange
segma=Ao/Afr ; Dh=4*Ao*L2/A; %diametre hydraulique
debit_tot_kg_h=debit_tot_m3_h*rho_air;
debit_air=debit_tot_kg_h/3600; q<<<<<<<
%calcul puissance*****
qs=(debit_air)*(cp*(Ti-To))
debit_eau_kg_h=15000; %debit eau
debit_eau=debit_eau_kg_h/3600 ;
puissance=debit_eau*cp_eau*(Teau_o-Teau_i);
Err_p=(26.78*10^3-puissance)/(26.78*10^3);
%*****hi ho
viteess_air=(debit_tot_m3_h/3600)/0.72^2 ; %vitesse d'air
G=rho_air*viteess_air/segma; % vitesse massique
ReDh=G*Dh/nu_air; % Renolds Dh
Redo=G*do/nu_air; %Reynolds Do

cdt1=PT/do;
cdt2=P1/do;
cdt3=s/do;
j=0.14*(Redo^-0.328)*((PT/P1)^-0.5)*((ss/do)^0.31); % j
factor
ho=j*G*cp*(Pr_air^(-2/3));
%*****
viteess_eau=4*debit_eau/(rho_eau*pi()*(Nt/2)*(di^2));
%vitesse d'eau
Redi=rho_eau*viteess_eau*di/nu_eau; % Reynolds diamètre
intérieur
Redii=4*debit_eau/((Nt/2)*pi()*nu_eau*di); % Reynolds
diamètre intérieur
%*****Nov
Nu
f=(1.58*log(Redi)-3.28)^-2 ; %friction factor
Nu=((f/2)*(Redi-
1000)*Pr_eau)/((1+12.7*(f/2)^0.5*(Pr_eau^(2/3)-1))
hi=(k_eau/di)*Nu
%*****rendement
m=(2*ho/(kinox*thick))^0.5;

```

```

m=(2*ho/(kinox*thick))^0.5;
rend_ail=tanh(m*l_etoil)/(m*l_etoil);
rend_glob=(1-(1-rend_ail)*(Af/A));
%*****surface
Rw=(log(do/di))/(2*pi()*kinox*L3*Nt);

Uf1=((A/Ai)*(1/hi)+A*Rf_eau+A*Rw+A*Rf_air+(1/(rend_glob*
ho)))
Uf=1/Uf1 %coefficient d'échange global
Ucal=qs/(138*dtlm)
A0f=qs/(dtlm*Uf*F)
os=100*(1-(A0f/A))

vitesse_max=vitesse_air*(PT)/(PT-do)
Redomax=vitesse_max*do/nu_air;
kappa=1;
f=0.39;
NL=12
delta_pt=NL*kappa*(0.5*rho_air*vitesse_max^2)*f

ff=0.508*(Redo^-0.521)*(PT/do)^1.318
delta_pf=4*ff*(L2/Dh)*(G^2/(2*9.81*rho_air))

detla_p=delta_pt+delta_pf

```