

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique
En collaboration avec Entreprise Moteur Constantine EMO
Mémoire de Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Refroidissement à l'eau du Moteur F4L912 en version Dual-fuel

Réalisé par : Khaled LATRECHE

Présenté et soutenu publiquement le 18/07/2019

devant le Jury :

Président	Said RECHAK	Professeur	ENP
Rapporteur/ Promoteur	Arezki SMAILI	Professeur	ENP
	Mohamed BENBRAIKA	MA-A	ENP
Examineurs	Slimane DJELLAL	MC-B	ENP
	Mohamed LATRECHE	MA-A	ENP

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique
En collaboration avec Entreprise Moteur Constantine EMO
Mémoire de Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat en Génie Mécanique

Refroidissement à l'eau du Moteur F4L912 en version Dual-fuel

Réalisé par : Khaled LATRECHE

Présenté et soutenu publiquement le 18/07/2019

devant le Jury :

Président	Said RECHAK	Professeur	ENP
Rapporteur/ Promoteur	Arezki SMAILI	Professeur	ENP
	Mohamed BENBRAIKA	MA-A	ENP
Examineurs	Slimane DJELLAL	MC-B	ENP
	Mohamed LATRECHE	MA-A	ENP

Dédicace

Je dédie ce modeste mémoire à :

*A mes parents, symbole de courage et de volonté, qui ont consacré et sacrifié
leurs vies pour mon bien être.*

*A mes amis, qui m'ont donné le courage pour je puisse arriver à ce moment qui
symbolise la finalisation d'un travail acharné de 18ans.*

Remerciement

Avant tout, je remercie ALLAH le tout puissant, qui m'a donné la force, la patience et la détermination pour réaliser ce modeste travail.

Je remercie ma famille, sans vous je ne pourrai jamais arriver au chemin que j'ai parcouru, vous êtes le train qui m'a donné la possibilité de voyager dans la vie, vous m'avez soulevé au-dessus de toutes les difficultés pour que je puisse éviter tous les obstacles qui pouvaient m'empêcher d'aller à mon accélération.

Mes amis, je vous remercie infiniment, puisque je vous considère ma famille comme le train de ma vie, vous êtes le carburant qui a donné à celle-ci l'énergie pour qu'elle puisse se déplacer à cette énorme vitesse, vous étiez là pour moi lorsque personne n'y était

A mon père, mon exemple à suivre et mon modèle d'inspiration, A mes encadreur, Messieurs Benbraïka Mohammed et Smaili Arezki, vous, le type d'encadreur que je n'ai jamais pensé que j'aurai la grâce divine pour travailler avec vous, votre vision et votre savoir sont loin pour qu'ils soient décrits avec quelques mots, je vous remercie.

Aux membres de mon Jury, Messieurs SaidRechak, Slimane Djellal et Mohamed Latreche, je vous remercie pour le temps que vous avez pris pour lire et examiner mon travail pour rendre la finalisation de mes études un moment inoubliable.

ملخص

تم انجاز الكثير من مشاريع نهاية الدراسة من طرف طلبة قسم الهندسة الميكانيكية لصالح مؤسسة EMO قسنطينة. كانت هذه المشاريع موجهة على حسب طلب الشركة نحو تحويل محركات DEUTZ إلى محركات مزدوجة الوقود. تم تصميم هذه المحركات في الأساس للتبريد بالهواء. اقترح فريق قسم دائرة الهندسة الميكانيكية إجراء دراسة حول التبريد بالمياه للمحرك F4L912 في إصدار ثنائي الوقود. يتمثل العمل المقدم في هذه الرسالة في تصميم نظام تبريد يتكيف مع المحرك المذكور أعلاه. في الجزء الأول من هذه الأطروحة، نناقش الاختلافات التقنية بين نظامي التبريد المستخدمة في المحركات، في الجزء الثاني نبدأ دراسة نظرية حول المبادلات الحرارية وأخيراً في الجزء الثالث، قمنا بتصميم المكونات الرئيسية لنظام التبريد.

كلمات البحث: سائل التبريد، مبادل حراري، تدفق الحرارة، مضخة المياه

Abstract

Several End-of-Study Projects have been carried out by students from the Mechanical Engineering Department for the benefit of EMO Constantine. These projects were oriented at the company's request towards the conversion of DEUTZ engines into dual-fuel versions. These engines were designed at the base to be air cooled. The team from the mechanical engineering department proposed to EMO a study on the water cooling of the F4L912 engine in dual-fuel version. The work presented in this thesis consists in the design of a cooling system adapted to the engine mentioned above. In the first part of this thesis, we discuss the technical differences between the two cooling systems used in engines, in the second part we start a theoretical study on heat exchangers and finally in the third part we have designed and dimensioned the main components of the cooling system.

Keywords: coolant, heat exchanger, heat flow, water pump

Résumé

Plusieurs PFE ont été réalisés par des étudiants du département de génie mécanique au profit de l'entreprise EMO Constantine. Ces projets ont été orientés à la demande de l'entreprise vers la conversion des moteurs DEUTZ en version dual-fuel. Ces moteurs ont été conçus à la base pour être refroidis à l'air. L'équipe du département génie mécanique a proposé à EMO une étude sur le refroidissement à l'eau du moteur F4L912 en version dual-fuel. Le travail présenté dans ce mémoire consiste au dimensionnement d'un système de refroidissement adapté au moteur cité ci-haut. Ce mémoire traite dans sa première partie les différences techniques entre les deux systèmes de refroidissement utilisés dans les moteurs, dans la deuxième partie on entame une étude théorique sur les échangeurs de chaleur et finalement dans la troisième partie nous avons conçu et procédé au dimensionnement des principaux organes du système de refroidissement.

Mots clés : liquide de refroidissement, échangeur de chaleur, flux de chaleur, pompe à eau

Table de matière

Nomenclature

Liste des tableaux

Liste des figures

Introduction générale.....	14
1 Comparaison entre le système de refroidissement à air et le système de refroidissement a liquide.....	17
1.1 Introduction	17
1.2 Nécessité du refroidissement	17
1.3 Les organes du moteur à refroidir.....	17
1.3.1 Système de refroidissement à air.....	18
1.3.2 Composants des systèmes de refroidissement à air.....	19
1.3.3 Avantage du système de refroidissement à l'air	19
1.3.4 Inconvénients du système de refroidissement à l'air	20
1.3.5 Principaux composants du système de refroidissement à air	20
1.4 Le circuit de refroidissement à eau	21
1.4.1 L'utilité du système de refroidissement à eau	21
1.4.2 Le fonctionnement du circuit de refroidissement à eau	25
1.4.3 Avantages du système de refroidissement à eau	25
1.4.4 Inconvénients du système de refroidissement à eau.....	25
2 Méthodologie de dimensionnement des échangeurs de chaleur	27
2.1 Introduction	27
2.2 Méthodologie de dimensionnement [1].....	27
2.2.1 Spécifications de processus / conception [1].....	27
2.2.2 Construction de l'échangeur de chaleur.....	28
2.2.3 Choix de surface.....	29
2.3 Encrassement des échangeurs compacts.....	29
2.4 Considérations relatives à la fabrication.....	30

2.4.1	Considérations quantitatives [1].....	30
2.4.2	Considérations qualitatives [1].....	30
2.5	Types des échangeurs de chaleur.....	31
2.5.1	Différents classements.....	31
2.5.2	Mode de transfert de chaleur.....	34
2.5.3	Critères de performance d'un échangeur [1].....	34
3	Dimensionnement du système de refroidissement à eau.....	36
3.1	Introduction	36
3.2	Le bilan énergétique du moteur	36
3.3	Perte dans le liquide de refroidissement	37
3.4	Choix de la méthode de dimensionnement.....	37
3.5	Dimensionnement du radiateur.....	38
3.5.1	Hypothèses de calcul.....	39
3.5.2	Dimensionnement d'un échangeur compact (radiateur)	40
3.5.3	Dimensionnement d'échangeur de chaleur tubeaileté(ailette circulaire)	47
3.6	Dimensionnement du ventilateur.....	50
3.7	Dimensionnement de la pompe à eau	51
3.8	Résultats et interprétation	54
3.8.1	Comparaison entre les deux échangeurs	54
3.9	Validation des paramètres de calcul du ventilateur	60
3.9.1	La disponibilité des ventilateurs selon nos résultats	60
3.10	Paramètres de calcul de la pompe.....	61
3.11	Modifications apportées au moteur.....	62
3.11.1	Modification des culasses.....	62
3.11.2	Modification des chemises et bloc moteur	62
3.12	Conception des pièces sous SOLIDWORKS	64
3.12.1	Conception du radiateur	64

3.12.2	La conception de la roue de pompe à eau	65
3.12.3	Modification de bloc moteur	66
3.12.4	Modification de culasse.....	66
	Conclusion générale	68
	<i>Bibliographie</i>	69

Nomenclature

Symbole	Définition	Unités(SI)
D	Diamètre de cylindre	[m]
$D_{h,liq}$	Diamètre hydraulique coté liquide	[m]
$D_{h,air}$	Diamètre hydraulique coté air	[m]
B	Base du radiateur	[m]
H	Hauteur du radiateur	[m]
L	Largeur du radiateur	[m]
P_{air}	Périmètre de section de passage de l'air	[m]
P_{tube}	Périmètre de section de passage du liquide	[m]
r_0	Rayon du moyeu	[m]
r_1	Rayon extérieur du canal d'entrée de la pompe	[m]
R	Rayon extérieur des aubes du ventilateur	[m]
S_{tubes}	Surface de la section de passage du liquide dans les tubes	[m ²]
$S_{ec.air}$	Surface de la section de passage d'air dans les canaux	[m ²]
$S_{trans.air}$	Surface de transfert de chaleur du coté du l'air	[m ²]
S_{ail}	Surface de l'ailette	[m ²]
S_{air}	Surface totale transversale des canaux d'écoulement d'air	[m ²]
$S_{trans.liq}$	Surface de transfert de chaleur du coté du liquide	[m ²]
V_H	Cylindrée de la pompe	[m ³]
C_1	Vitesse absolue du liquide à l'entrée de la pompe	[m/s]
C_{2r}	Vitesse radiale du liquide à la sortie de la pompe	[m/s]
V_{liq}	Vitesse moyenne du liquide dans le radiateur	[m/s]
V_{air}	Vitesse de l'écoulement d'air dans le radiateur	[m/s]
U_r	Vitesse du rotor de ventilateur	[m/s]
U_c	Vitesse circonférentielle du rotor	[tr/min]
n	Vitesse de rotation du vilebrequin	[tr/min]
\dot{m}_{liq}	Débit du liquide refroidissement	[kg/s]
\dot{m}_{air}	Débit d'écoulement de l'air	[kg/s]
$U_{r,p}$	Vitesse de la roue de la pompe	[m/s]
$Q_{v,liq}$	Débit volumétrique de liquide	[m ³ /s]

T_1	Température d'entrée du liquide de refroidissement dans le moteur	$[^{\circ}C]$
T_2	Température de sortie du liquide de refroidissement dans le moteur	$[^{\circ}C]$
N_e	Puissance effective du moteur	$[W]$
$C_{p,liq}$	Capacité calorifique de liquide de refroidissement	$[J/kg.K]$
$C_{p,air}$	Capacité calorifique de l'air	$[J/kg.K]$
$h_{air,vrai}$	Coefficient de transfert thermique de l'air	$[W/m^2.K]$
$h_{air,app}$	Coefficient de convection apparent de l'air	$[W/m^2.K]$
$h_{air,liq}$	Coefficient de convection interne du liquide	$[W/m^2.K]$
U	Coefficient global de transfert de chaleur	$[W/m^2.K]$
U_0	Coefficient d'échange global de l'échangeur à tube aileté	$[W/m^2.K]$
H_{air}	charge du ventilateur	$[Pa]$
ΔP_{air}	Pertes de charges dans les circuits d'air	$[Pa]$
ΔP_{air}	Pertes de charges aérodynamiques à travers l'échangeur à tube aileté	$[Pa]$
G	Vitesse massique	$[kg/m^2.s]$
F	Facteur de correction du radiateur	
i	Nombre de cylindres	
m_e	Paramètre d'efficacité des ailettes	
m	Paramètre de puissance du moteur	
N_{elt-B}	Nombre d'éléments caractéristiques du radiateur suivant la base	
N_{elt-H}	Nombre d'éléments caractéristiques du radiateur suivant la hauteur	
N_{elt-F}	Nombre total des éléments caractéristiques sur la surface frontale du radiateur	
$N_{elt-tot}$	Nombre d'éléments caractéristiques du radiateur	
N_{rang}	Nombre de rangés	
N_V	Puissance nécessaire fournie par le moteur pour l'entraînement du ventilateur	
N_P	Puissance dépensée par le moteur pour l'entraînement de la pompe	
z	Nombre de pales de la roue	

Symboles grecques

η_0	Rendement volumétrique de la pompe	
η_M	Rendement mécanique du ventilateur	
η_r	Rendement de la pompe	
δ_1	Epaisseur des pales à l'entrée de la roue	[m]
δ_2	Epaisseur des pales à la sortie de la roue	[m]
α_2	Angle entre la vitesse absolue et le liquide à l'entrée des aubes	
β_2	Angle entre la vitesse absolue et le liquide à l'entrée des aubes	
δ_p	Epaisseur des ailettes	[m]
α	Coefficient d'excès d'air	
μ_{air}	Viscosité dynamique de l'air	[Pa. s]
μ_{liq}	Viscosité dynamique du liquide	[Pa. s]
f_{air}	Masse volumique de l'air	[kg/m ³]
f_{liq}	Masse volumique du liquide	[kg/m ³]

Liste des abréviations

ail	Ailette
e	Entrée
ec	Ecoulement
ext	Extérieur
elt	Elément
liq	Liquide
s	Sortie
tot	Totale
trans	Transfer de chaleur
tub	Tube

Nombre adimensionnel

Re	Nombre de Reynolds
Pr	Nombre de Prandtl
Nu	Nombre de Nusselt

Liste des tableaux

Tableau 3-1 Choix des données du liquide, air et matériaux	54
Tableau 3-2 Données thermo-physiques de l'air.....	54
Tableau 3-3 Données thermo-physiques du liquide	55
Tableau 3-4 Données du moteur F4L912 DEUTZ.....	55
Tableau 3-5 Données géométriques du radiateur	55
Tableau 3-6 Données géométriques des tubes	57
Tableau 3-7 Données géométriques des ailettes.....	57
Tableau 3-8 Données tirées de l'abaque.....	57
Tableau 3-9 Comparaison de performance	58
Tableau 3-10 Caractéristiques du ventilateur	60
Tableau 3-11 Différents modèles des ventilateurs	60
Tableau 3-12 Caractéristiques de la pompe	61
Tableau 3-13 Caractéristique du bloc-moteur	63

Liste des figures

Figure 1-1 Cylindre de bloc moteur avec ailette de refroidissement	18
Figure 1-2 Composants du système de refroidissement à air	19
Figure 1-3 Forme des ailettes	20
Figure 1-4 Composants du système de refroidissement à circulation forcée	22
Figure 1-5 Différentes pièces du radiateur	23
Figure 1-6 Pompe centrifuge (pompe à eau)	23
Figure 1-7 Thermostat	24
Figure 1-8 Moto-ventilateurs	24
Figure 2-1 Construction des radiateurs	28
Figure 2-2 Type de construction	29
Figure 2-3 Circulation à co-courant	32
Figure 2-4 Circulation à contre-courant	32
Figure 2-5 Circulation à courant croisé	33
Figure 2-6 Types de circuit de fluides	33
Figure 3-1 Radiateur	38
Figure 3-2 Echangeur à tube aileté	38
Figure 3-3 Configuration d'écoulement	40
Figure 3-4 Caractéristiques géométriques du radiateur	40
Figure 3-5 Géométrie des plaques et tubes	41
Figure 3-6 Abaque pour une disposition donnée des tubes ailetés	47
Figure 3-7 Rendement des ailettes	49
Figure 3-8 Paramètres du ventilateur	50
Figure 3-9 Paramètres de pompe	51
Figure 3-10 Plage de températures de fonctionnement pour le thermostat	54
Figure 3-11 Chemise du bloc moteur	62
Figure 3-12 Écoulement de liquide de refroidissement à travers le bloc	63
Figure 3-13 Paramètres géométriques du bloc moteur	64
Figure 3-14 Conception du radiateur	64
Figure 3-15 Profil des aubes de la pompe centrifuge	65
Figure 3-16 Modification proposée pour le bloc moteur	66
Figure 3-17 Modification proposée pour la culasse	66

Introduction générale

L'épanouissement des citoyens nécessitait une révolution technologique permettant de mettre à la disposition des gens des moyens de déplacement rapides en concordance avec les besoins qui n'ont cessé d'augmenter.

Cette forte demande de moyens a nécessité la mobilisation de chercheurs pour répondre à ces besoins, l'énergie était au beau milieu de ces recherches.

Il y a eu la révolution industrielle qui a permis l'invention des moteurs à vapeur ensuite les moteurs alternatifs qui ont équipé l'automobile dans toutes ses configurations.

Quelques décennies et voilà que les problèmes d'environnement sont posés aux chercheurs.

Le moteur est devenu polluant, il était question de réduire les niveaux de pollution sans pour autant empêcher les gens de bénéficier de l'apport de la technologie.

La conservation de l'énergie et l'efficacité ont été la quête des ingénieurs concernés par les moteurs à combustion interne. De 30% à 50%, selon le type de moteur respectivement essence et Diesel, de l'énergie totale consommée est convertie en travail utile. Comme les gaz d'échappement dans un cycle moteur pratique ne sont pas évacués à la température ambiante, une grande partie de l'énergie est perdue avec les gaz d'échappement. De plus, une autre partie importante de l'apport d'énergie est rejetée sous forme de chaleur via le système de refroidissement.

Pour faire une analyse des pertes de chaleur dans un moteur, il faut bien définir la relation entre les gaz à l'intérieur du cylindre et le liquide de refroidissement qui circule à travers le bloc moteur. Le type principal d'échange de chaleur entre les gaz et les parois du cylindre est la convection, avec la prise en compte du rayonnement dans les moteur Diesel, le type d'échange à travers les parois est la conduction, et entre les parois externes du cylindre et le fluide de refroidissement est la convection.

Cette analyse nous conduit à déterminer la température des parois du cylindre en contact avec les gaz chauds pour des raisons de résistance des matériaux, l'énergie perdue par les gaz brûlés, la quantité de chaleur cédée au système de lubrification, la quantité de chaleur cédée au système de refroidissement et à déterminer aussi la différence de température entre les parois interne et externe du cylindre, puisque les contraintes thermiques sont proportionnelles à cette différence.

L'expérience montre que la chaleur sans tenir compte de refroidissement se produit avec un pourcentage donné dans les endroits suivants ; 50-60% au niveau de la culasse, 16-26% par l'échappement, 8-22% par les parois des cylindres et 2-6% se répartie sur les autres organes du moteur.

L'entreprise Moteurs de Constantine a eu l'idée de participer à travers la production de ses moteurs à la préservation de l'environnement en programmant la conversion de ses moteurs au gaz naturel comprimé comme phase finale, mais dans une première étape, la conversion consistait en la version dual-fuel.

Allant dans le même sens, le département de génie mécanique lié à EMO Constantine par une convention et un contrat de partenariat, a entamé une série de projets de fin d'études consacrés à la conversion au dual-fuel, à l'étude du refroidissement et de la suralimentation de ces moteurs.

Le moteur F4L912 produit par EMO Constantine a été conçu initialement par le fabricant Deutz pour être refroidi à l'air. Ce type de refroidissement n'est pas convenable de nos jours pour tous les types de moteurs. Le refroidissement à air des moteurs est devenu l'exception qui confirme la règle selon laquelle le meilleur système de refroidissement des moteurs est celui à eau. Le refroidissement à l'air se trouve dans des situations très particulières (problème d'encombrement, milieu de travail, ...), le refroidissement à l'eau des moteurs s'est généralisé.

Le moteur F4L912 converti sera utilisé comme groupe électrogène. Les groupes électrogènes refroidis à l'eau sont silencieux car le liquide sert d'isolation acoustique

Ce projet se consacre à l'étude de dimensionnement du système de refroidissement à eau du moteur en version dual-fuel. Dans notre cas, nous considérons les quantités de chaleur dégagées par le moteur en version diesel pur.

Pour mener notre étude, nous déclinons le mémoire sous forme de trois chapitres.

Le premier chapitre traite de la comparaison entre le système de refroidissement à air et celui à liquide (eau). Dans ce chapitre nous montrons les avantages et les inconvénients de chaque système et nous justifions notre choix pour le système de refroidissement à l'eau.

Le second chapitre traite la théorie des échangeurs de chaleur et les bases de sélection de ces derniers. Dans ce chapitre nous décrivons les critères de performance, les types et les règles de dimensionnement de l'échangeur de chaleur.

Le troisième chapitre concerne le dimensionnement quantitatif des éléments du système de refroidissement à eau (radiateur, pompe à eau, ventilateur.). Dans ce chapitre nous mentionnons toutes les équations nécessaires et les choix pris lors de notre dimensionnement, nous discutons des résultats obtenus en donnant certaines interprétations, nous proposons des modifications de certains éléments et nous montrons la conception sous SOLIDWORKS de quelques pièces principales.

Nous terminons par une conclusion et des perspectives

Chapitre 1. Comparaison entre le système de refroidissement à air et le système de refroidissement à liquide

1 Comparaison entre le système de refroidissement à air et le système de refroidissement à liquide

1.1 Introduction

La réaction de combustion du mélange carburé d'air et de combustible, est la principale source de l'énergie calorifique dégagée au sein des structures du moteur. Cette quantité de chaleur importante, provoque l'accroissement brusque des températures des gaz qui peuvent atteindre plus de 1800°C qui est généralement le cas dans les moteurs Diesel à forte puissance.

1.2 Nécessité du refroidissement

Les conditions de fonctionnement citées auparavant engendrent des phénomènes qui sont à l'origine de la détérioration du moteur, parmi ces phénomènes on citera :

- Des dilatations exagérées qui rendraient son fonctionnement impossible.
- Des contraintes d'origine thermique qui provoqueraient des fissures destructrices dans les organes du moteur.
- Carbonisation et destruction des propriétés lubrifiantes des huiles de graissage qui entrainerait le grippage du piston et du cylindre. Il apparait donc indispensable de précéder à un enlèvement des calories en excès et de faire en sorte que les structures du moteur n'atteignent pas des températures critiques

1.3 Les organes du moteur à refroidir

- Les éléments qui sont refroidis par convection
 - Les cylindres
 - La culasse
 - Les guides et les sièges des soupapes.

- Les éléments qui sont refroidis par conduction et par circulation d'huile
 - Les pistons
 - L'arbre à cames et les culbuteurs
 - Les paliers du vilebrequin
 - Les têtes des bielles.
 - Les soupapes

1.3.1 Système de refroidissement à air

Dans le système de refroidissement à air, la chaleur est directement dissipée dans l'air après avoir traversé les parois du cylindre. Les systèmes de refroidissement par air ont des ailettes sur les surfaces extérieures des cylindres qui servent à augmenter la surface exposée à l'air de refroidissement et donc à augmenter la vitesse de refroidissement.



Figure 1-1 Cylindre de bloc moteur avec ailette de refroidissement

Le principe de base de cette méthode consiste à faire circuler un courant d'air continu sur la surface chauffée du moteur à partir de laquelle la chaleur doit être évacuée. La quantité de chaleur dissipée en fonction des facteurs suivants.

- 1- La surface de métal en contact avec l'air.
- 2- Le taux de flux d'air.
- 3- La différence de température entre la surface chauffée et l'air.
- 4- La conductivité du métal.

Plus la différence de température entre la surface chauffée et l'air est élevée, plus la dissipation de chaleur sera importante. Un métal ayant une conductivité élevée dissipe plus de quantité de chaleur.

1.3.2 Composants des systèmes de refroidissement à air

Les composants de la plupart des systèmes de refroidissement à air sont très simples.

Le ventilateur de refroidissement est placé dans un conduit semi-circulaire. Le conduit recouvre la culasse. Son intérieur est équipé de déflecteurs qui dirigent le flux d'air sur les ailettes de refroidissement du moteur et à travers un refroidisseur d'huile.

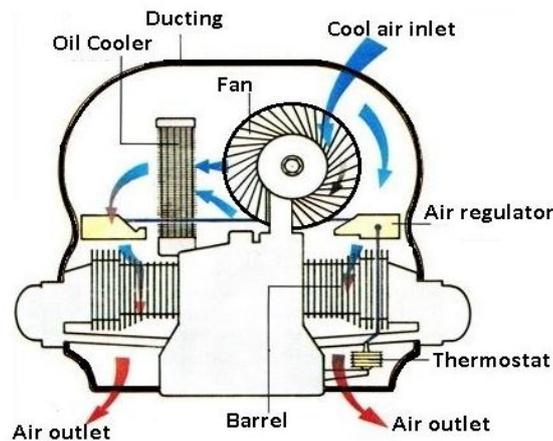


Figure 1-2 Composants du système de refroidissement à air

Au-dessous des cylindres, l'air est acheminé via un thermostat qui actionne une vanne via un levier. La soupape contrôle la quantité d'air atteignant le ventilateur, maintenant ainsi la température du moteur correcte. Après avoir traversé le moteur et le thermostat, l'air est expulsé de l'arrière de la voiture ou passé par un système de transfert de chaleur qui fournit de l'eau chaude au chauffage de la voiture.

1.3.3 Avantage du système de refroidissement à l'air

- 1- Plus léger en raison de l'absence de radiateur et de liquide de refroidissement.
- 2- Pas de remplissage du système de refroidissement
- 3- Aucune fuite à protéger (il n'y a pas un problème d'étanchéité à cause d'absence de durite).
- 4- Antigél non requis.
- 5- Le moteur se réchauffe plus rapidement qu'avec la conception à refroidissement par eau.
- 6- Ce système peut être utilisé dans les climats froids où l'eau peut geler.

1.3.4 Inconvénients du système de refroidissement à l'air

- 1- Système de refroidissement moins efficace, car le coefficient de transfert de chaleur de l'air est inférieur à celui de l'eau.
- 2- Il n'est pas facile de maintenir le même flux de chaleur autour du cylindre, la déformation du cylindre peut se produire
- 3- Opération plus bruyante.
- 4- Utilisation limitée dans les motos et les scooters où les cylindres sont exposés au flux d'air.

1.3.5 Principaux composants du système de refroidissement à air

- Ailettes

La surface au-dessus du cylindre est agrandie au moyen d'ailettes. Ces ailettes sont soit moulées comme une partie essentielle du cylindre, soit elles sont placées sur le cylindre. Parfois, en particulier dans les moteurs d'avion, les ailettes sont usinées à partir des ébauches de cylindre forgées.

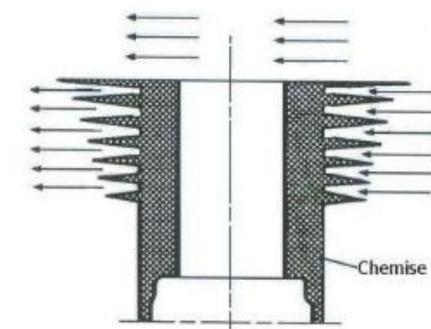


Figure 1-3 Forme des ailettes

En règle générale, les ailettes ont généralement une épaisseur égale à l'épaisseur de la paroi du cylindre au niveau de leurs racines, diminuant jusqu'à environ la moitié de l'épaisseur de la racine. La longueur des ailettes varie du quart au tiers du diamètre du cylindre. La distance entre les deux centres des ailettes est d'environ un quart à un tiers de leur longueur. La longueur totale du cylindre à ailettes est de 1 à 1½ fois l'alésage du cylindre.

- **Ventilateur**

Le ventilateur est utilisé dans les gros moteurs à refroidissement à air, en particulier dans les voitures. Un ventilateur à quatre pales est actionné soit à la vitesse du moteur, soit au double de celle du moteur, et le flux d'air est dirigé vers les culasses. Le refroidissement dépend principalement de la vitesse du moteur et non pas de la vitesse d'avancement de la voiture.

Dans les moteurs Fiat, la quantité de l'air de refroidissement est régulée par un thermostat. Lorsque la température de l'air évacué du cylindre augmente au-dessus de la valeur normale, le thermostat actionne une soupape ou un disque plus grand dans le conduit de sortie d'air pour permettre à une meilleure quantité d'air de s'écouler.

- **Exemple de système de refroidissement à air dans les moteurs**

Actuellement, le refroidissement à air est utilisé sur les moteurs comme les scooters, les motos, les avions, les chars de combat, les petites installations fixes. Et dans de nombreux modèles de voiture à moteur arrière américain. En Allemagne, le refroidissement à l'air est utilisé dans certains types de moteurs à combustion interne, y compris des modèles de 2, 4 et 8 cylindres.

1.4 Le circuit de refroidissement à eau

1.4.1 L'utilité du système de refroidissement à eau

a) Il élimine la chaleur excessive générée dans le moteur et l'évite une surchauffe.

b) Il maintient le moteur à la température de fonctionnement

Ce système de refroidissement comporte deux types de systèmes :

- Système direct ou non-retour.
- Système de pompe / circulation forcée.

1- Système de refroidissement direct (non-retour) Ceci est approprié pour les grandes installations où beaucoup d'eau est disponible. L'eau d'un réservoir de stockage est directement fournie au cylindre du moteur. L'eau chaude n'est pas refroidie pour être réutilisée mais simplement rejetée.

2- Système de refroidissement à circulation forcée

Ce système nécessite une pompe centrifuge pour faire circuler l'eau chaude qui se trouve au bloc moteur vers le radiateur pour se refroidir

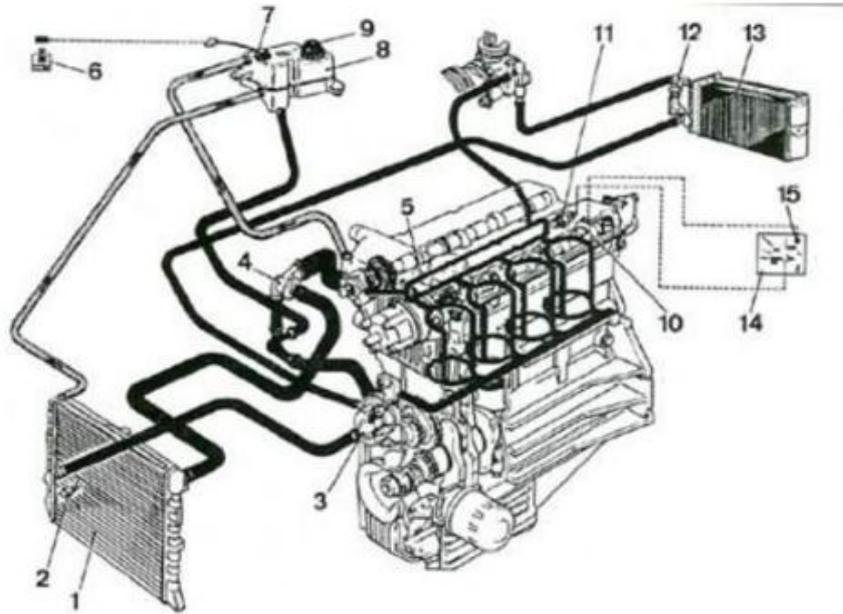


Figure 1-4 Composants du système de refroidissement à circulation forcée

- 1- Radiateur
- 2- Sonde de ventilateur électrique
- 3- Pompe à eau
- 4- Soupape thermostatique
- 5- Culasse
- 6- Lampe témoin de niveau mini du liquide
- 7- Jauge à liquide
- 8- Réservoir d'expansion
- 9- Bouchon du réservoir d'expansion
- 10- Sonde de température du liquide de refroidissement
- 11- Sonde pour lampe témoin de température maxi du liquide de refroidissement
- 12- Robinet de chauffage
- 13- Radiateur de chauffage
- 14- Indicateur de température du liquide de refroidissement
- 15- Lampe témoin de température du liquide de refroidissement

L'eau s'écoule de la partie inférieure du radiateur vers la chemise d'eau du moteur à travers la pompe centrifuge. Une fois que l'eau de circulation est revenue dans le radiateur, celui-ci perd sa chaleur par le processus de radiation. Ce système est utilisé dans les voitures, les camions, les tracteurs, etc.

- 1- Les durits : système de tuyauterie permettant la circulation du liquide de refroidissement
- 2- Le radiateur de refroidissement :

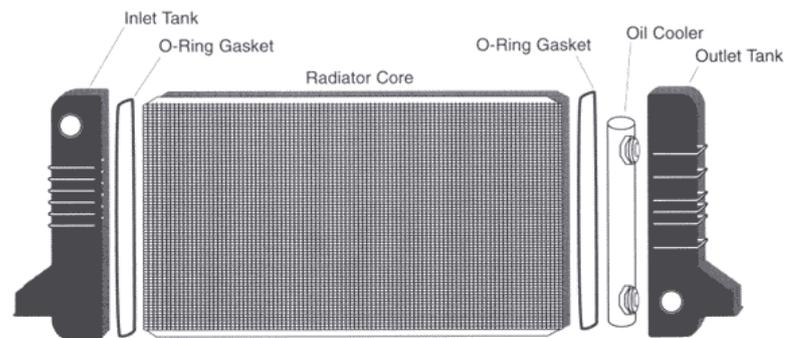


Figure 1-5 Différentes pièces du radiateur

- 3- La pompe à eau : accélérateur du débit du liquide de refroidissement.



Figure 1-6 Pompe centrifuge (pompe à eau)

- 4- Le thermostat : qui régule la température du liquide de refroidissement et du radiateur de chauffage.



Figure 1-7Thermostat

- 5- Le bouchon et le vase d'expansion : le rôle du bouchon est de réguler la pression dans le circuit, le vase servant à l'introduction du liquide.
- 6- Les moto-ventilateurs : ils soufflent de l'air dans le radiateur lorsque la température est trop élevée.



Figure 1-8Moto-ventilateurs

- 7- Le liquide de refroidissement : il s'agit d'un liquide caloporteur renfermant du glycol.

Le liquide de refroidissement ne provoque pas d'oxydation dans le circuit. Il permet de lubrifier les éléments du circuit grâce à sa texture grasse

- 8- Ethylène-glycol

L'éthylène glycol est additionné à l'eau afin d'obtenir un mélange dont la température de congélation serait plus faible que celle de l'eau pure et cela pour plus de précautions contre le gel du liquide de refroidissement pendant les périodes très froides, un gel peut provoquer l'éclatement ou des fissures des tuyauteries.

L'augmentation de la concentration de glycol dans le liquide de refroidissement, améliore non seulement, la protection contre le gel mais également le seuil d'ébullition.

Un mélange comportant 50% de glycol, ne va pas bouillir à 100°C comme le ferait de l'eau (à la pression atmosphérique). Ce mélange aura son seuil d'ébullition à 108°C.

1.4.2 Le fonctionnement du circuit de refroidissement à eau

Le circuit de refroidissement répond à plusieurs fonctions :

- 1- Fonction de refroidissement : il maintient les parois à proximité de la chambre à la bonne température. Le liquide absorbe les calories et les évacue par le biais du radiateur de refroidissement dans l'air ambiant.
- 2- Fonction de régulateur de température : au fur et à mesure que le moteur chauffe, la vanne s'ouvre pour laisser passer le liquide vers le radiateur, réguler la température et la garder à 90 °C en moyenne.
- 3- Fonction de régulateur de pression : la pression est augmentée pour retarder le point d'ébullition d'un liquide. Le bouchon établit une pression de 1 bar et l'égalise à la pression atmosphérique lorsque le moteur refroidit.
- 4- Fonction chauffage : le radiateur de chauffage permet de monter la température dans l'habitacle selon les besoins.

1.4.3 Avantages du système de refroidissement à eau

- Nécessité d'un débit d'air acceptable
- Possibilité de déporter le système loin de la source de chaleur
- L'échange thermique entre l'eau et une surface donnée est 10 fois mieux que l'échange entre l'air et la même surface.

1.4.4 Inconvénients du système de refroidissement à eau

- Complexité du système
- -Nécessité d'une excellente étanchéité du système
- Phénomène de corrosion provoque des fuites à long terme.

Avec le développement des techniques d'étanchéités et l'amélioration des techniques de maintenance automobile, la majorité du constructeur des véhicules favorisent l'utilisation du système de refroidissement à eau.

Chapitre 2. Méthodologie de dimensionnement des échangeurs de chaleur

2 Méthodologie de dimensionnement des échangeurs de chaleur

2.1 Introduction

Un échangeur de chaleur sert à transférer de l'énergie thermique d'un fluide à un autre.

Il s'agit donc d'un appareil présent dans toutes les installations industrielles, mais aussi dans nos chaudières, réfrigérateurs, sèche-linge ainsi que dans nos voitures. Vu sa complexité et le rôle principal qu'il joue dans le circuit de refroidissement, il devient nécessaire de faire une description un peu détaillée de ce dernier.

2.2 Méthodologie de dimensionnement [1]

- 1- Spécifications de processus / conception
- 2- Conception thermo-hydraulique assurant les performances requises de l'échangeur thermique et satisfaisant aux exigences de perte de charge pour chaque flux
- 3- Vibrations induites par l'écoulement dans le cas d'échangeurs de chaleur à tubes et d'un échangeur de chaleur compact à tubes à ailettes et à tubes nus.
- 5- Conception mécanique assurant l'intégrité mécanique requise par les codes de conception et les conditions de fonctionnement.
- 6- Considérations de coût et de fabrication.
- 7- Facteurs de compromis et optimisation basée sur le système.

2.2.1 Spécifications de processus / conception [1]

Les spécifications de processus ou de conception incluent toutes les informations nécessaires à la conception et à l'optimisation de l'échangeur pour une application spécifique. Il comprend les informations suivantes :

- 1- La spécificité du problème
- 2- Type de construction de l'échangeur
- 3- Matériaux de construction
- 4- Des considérations de conception telles que les tailles de tube préférées, le modèle de disposition des tubes et les considérations d'entretien.
- 5- Norme de conception et code de construction
- 6- Sécurité et protection, haute pureté du produit
- 7- Considérations spéciales de fonctionnement telles que les conditions perturbées.

2.2.2 Construction de l'échangeur de chaleur



Figure 2-1 Construction des radiateurs

Pour dimensionner et aller jusqu'à la fabrication d'un échangeur de chaleur il faut prendre en compte les paramètres suivants :

- 1- Fluides (gaz, liquides ou à condensation / évaporation) utilisés de part et d'autre d'un échangeur à deux fluides
- 2- Pressions et températures de fonctionnement
- 3- Encrassement
- 4- Si la fuite ou la contamination d'un fluide à l'autre est autorisée ou non
- 5- Coût et technologie de fabrication des échangeurs de chaleur disponibles

- **Type de construction**

Il existe plusieurs types de constructions tels que :

- Echangeurs tubulaires
- Echangeur à plaque
- Echangeurs ailetés

Et chaque type se divise en d'autres configurations comme le montre la figure ci-dessous

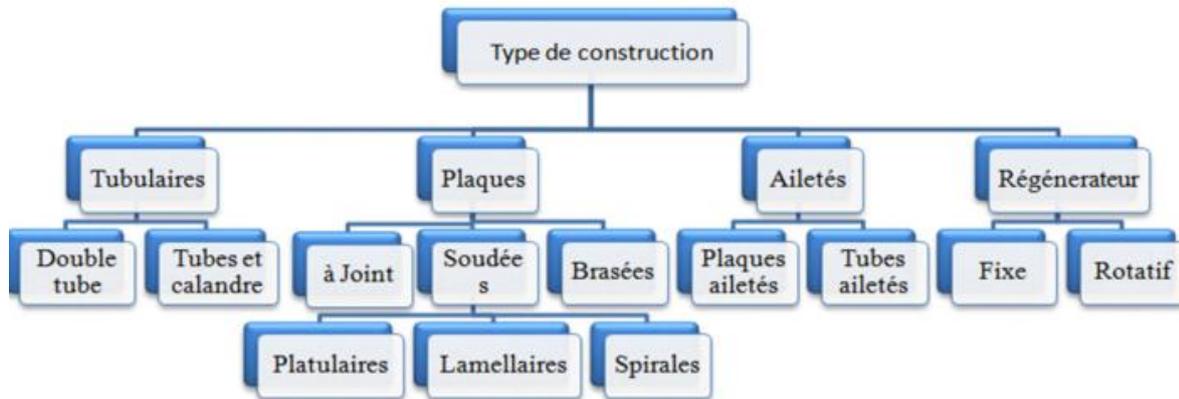


Figure 2-2 Type de construction

2.2.3 Choix de surface

Diverses surfaces sont utilisées dans les applications d'échangeurs de chaleur compacts. Le choix approprié d'une surface est l'une des considérations les plus importantes dans la conception d'échangeurs de chaleur compacts. Les critères de sélection de ces surfaces dépendent des considérations qualitatives et des considérations quantitatives.

2.3 Encrassement des échangeurs compacts

L'encrassement est l'un des problèmes majeurs des échangeurs de chaleur compacts, en particulier avec diverses géométries d'ailettes et de fins passages ne pouvant pas être nettoyés mécaniquement. Par conséquent, les échangeurs de chaleur compacts peuvent ne pas être applicables dans les applications à fort encrassement. Il existe une croyance et des preuves selon lesquelles les tubes intégraux et à ailettes basses s'encrassent à un taux essentiellement identique ou, dans certains cas, à un taux inférieur à celui des tubes lisses et sont également plus faciles à nettoyer pour la plupart des types d'encrassement [1]. En dehors des tubes à ailettes basses, si l'encrassement pose un problème, avec une compréhension du problème et en appliquant des moyens innovants pour prévenir / minimiser l'encrassement, des échangeurs de chaleur compacts peuvent être utilisés dans des applications d'encrassement au moins faibles à modérées.

2.4 Considérations relatives à la fabrication

La plupart des industries de fabrication d'échangeurs de chaleur ne réalisent qu'un nombre limité de surfaces en raison du nombre limité d'outils disponibles et du potentiel du marché. Sélectionnez une surface qu'une entreprise peut fabriquer, même si la théorie et l'analyse peuvent être utilisées pour obtenir des surfaces hautes performances, la fabrication peut poser un problème.

2.4.1 Considérations quantitatives [1]

Les considérations quantitatives comprennent la comparaison des performances de surfaces avec des critères simples. La sélection de surface à l'aide d'une méthode quantitative est effectuée en comparant les performances de différentes surfaces d'échangeur de chaleur et en choisissant le meilleur sous certains critères spécifiés pour une application donnée d'échangeur de chaleur. Les méthodes de sélection de surface sont classées comme suit :

1. Comparaison du transfert de chaleur en fonction de la puissance de pompage du fluide
2. Diverses méthodes de comparaison directe
3. Comparaisons de performances avec une surface de référence

2.4.2 Considérations qualitatives [1]

Les considérations qualitatives sont les suivantes :

1. Besoins de transfert de chaleur
2. Température et pression de fonctionnement
3. résistance à l'écoulement
4. Taille ou compacité et poids
5. Intégrité mécanique
6. Caractéristiques de l'encrassement
7. Disponibilité des surfaces, considérations de fabrication
8. Expérience et jugement du designer
9. Exigences de maintenance, fiabilité et sécurité

2.5 Types des échangeurs de chaleur

2.5.1 Différents classements

Il existe différents classements des échangeurs de chaleur suivant le critère utilisé. Le classement peut être envisagé en fonction de :

- La nature des deux fluides (liquides, gaz, condensation, évaporation).
- Mode de circulation des fluides (voir première partie de cet article).
- Mode de transfert de chaleur (convection, rayonnement).
- Contact direct ou non entre les deux fluides (évaporation ou condensation).
- Mode de construction (critère technologique).
- L'application concernée.
-
- **Nature des fluides**

La nature des fluides chauffant et chauffé ou, respectivement "primaire" et "secondaire" est en soi un critère de classification des échangeurs. On parle par exemple d'échangeurs gaz/gaz, liquide/gaz ou liquide/liquide. Plus spécifiquement on aura des échangeurs air/air, eau/air, eau/eau, etc.

Lorsque l'un des fluides est évaporé ou condensé dans l'échangeur, on parle "d'évaporateurs" ou de "condenseurs".

Par exemple, sur un groupe frigorifique, l'échangeur "qui fait le froid" est celui dans lequel s'évapore le fluide frigorigène et on l'appelle communément "l'évaporateur". De l'autre côté, l'échangeur dans lequel est condensé le fluide frigorigène est le "condenseur". Très souvent, l'évaporateur refroidit l'air ambiant intérieur et il s'agit donc d'un échangeur liquide (à évaporer) /air. De même le condenseur est refroidi par exemple au moyen de l'air ambiant extérieur et est donc un échangeur gaz (à condenser) /air.

- **Circulation des fluides**

La circulation des deux fluides peut être organisée à :

- Co-courants ou courants parallèles : dans ce cas les deux fluides parcourent la surface d'échange dans le même sens et l'écart de t° entre eux-ci chute tout le long de la surface.

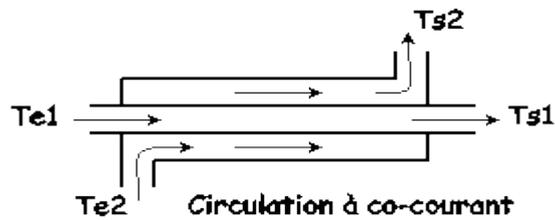


Figure 2-3 Circulation à co-courant

- Contre-courants ou à courants opposés : dans ce cas les deux fluides circulent en sens contraire et l'écart de t° reste important tout le long de la surface d'échange. Ce mode de circulation donne des échangeurs qui, à même surface d'échange que ceux à co-courants, sont plus efficaces que ces derniers.

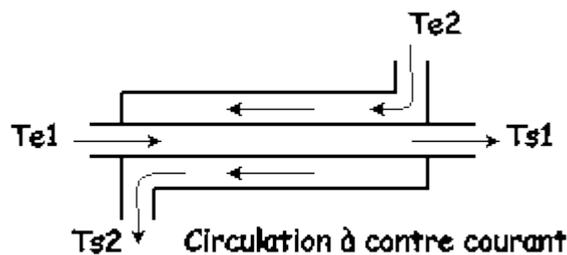


Figure 2-4 Circulation à contre-courant

- Courants croisés : il s'agit d'un mode intermédiaire entre la circulation à co-courants et celle à contre-courants qui s'impose souvent par lui-même en fonction des contraintes technologiques liées à l'alimentation de l'échangeur et à l'organisation matérielle de la surface d'échange et/ou de la circulation des fluides.

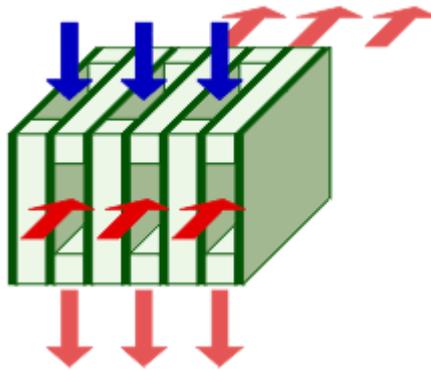


Figure 2-5 Circulation à courant croisé

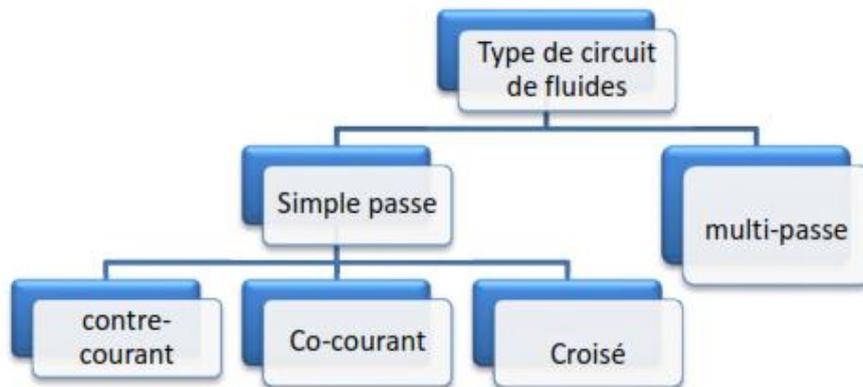


Figure 2-6 Types de circuit de fluides

Il faut aussi mentionner que beaucoup d'échangeurs sont organisés de manière à permettre une circulation "multi-passes" de l'un ou des deux fluides. Dans l'exemple de configuration qui a été illustrée à la fin de la première partie, on a vu que les échangeurs "Shell and tubes" sont souvent construits au moyen de tubes en forme de U ("U-tubes") de sorte que le fluide qui circule à l'intérieur des tubes fait un aller-retour par rapport au sens de circulation de l'autre fluide :

2.5.2 Mode de transfert de chaleur

Le mode de transfert de chaleur est influencé principalement par la nature des fluides et par les niveaux de température de ceux-ci. Ainsi, dans le cas des liquides c'est la convection qui domine largement pour les transferts de chaleur entre le fluide et la surface d'échange. Par contre, pour les gaz de combustion (fumées) à la sortie d'un four à haute t° (800 ... 1000°C) le rayonnement jouera un rôle déterminant dans le transfert de la chaleur vers la surface d'échange. Par contre, l'air, même à haute température ne transfère sa chaleur que par convection. En effet, seuls les gaz dont la molécule est au moins triatomique (CO_2 , H_2O , NH_3 , ...) sont en mesure d'émettre ou d'absorber du rayonnement infrarouge de façon significative. L'air étant composé principalement d'azote (N_2 , 79%) et d'oxygène (O_2 , 21%) c'est-à-dire de molécules biatomiques, il n'émet ni n'absorbe l'infrarouge. Ce n'est que lorsqu'il est chargé de vapeur d'eau (H_2O) qu'il devient émetteur-récepteur dans l'infrarouge.

2.5.3 Critères de performance d'un échangeur [1]

Il existe plusieurs critères de performance d'un échangeur :

L'efficacité d'un échangeur est un critère de performance important.

Le coefficient d'échange global U (ou K) est aussi un des plus utilisés. Plus ce dernier est important, plus l'échangeur est performant. Il faut néanmoins que les pertes de charge soient les plus faibles possibles (mais suffisante afin d'assurer une bonne distribution des fluides) mais soient totalement dépendantes du design de l'échangeur.

Enfin, le critère de compacité est aussi important car il est défini par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. R.K. Shah [2] propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité (rapport de la surface d'échange sur le volume de l'échangeur) est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$

Chapitre 3 : Dimensionnement du système de refroidissement à eau

3 Dimensionnement du système de refroidissement à eau

3.1 Introduction

Pour que le système de refroidissement fonctionne merveilleusement bien il faut le dimensionner par rapport aux conditions extrêmes (défavorables) :

- Climat chaud : température ambiante 45°C.
- Véhicule en état statique (ou un groupe électrogène) ce qu'exclut la convection forcée avec l'air.
- Le moteur tourne à plein régime : la puissance développée est maximale.

3.2 Le bilan énergétique du moteur

Le bilan énergétique dans les moteur Diesel peut se calculer de la manière suivante [3] :

$$Q_0 = Q_e + Q_{ref} + Q_{CL} + Q_{gaz} + Q_r + Q_l$$

Q_0 : La quantité de chaleur dégagée par le combustible dans le moteur.

Q_e : La chaleur équivalente au travail effectif (puissance du moteur).

Q_{ref} : La chaleur cédée au système de refroidissement (la chaleur portée par le liquide de refroidissement).

Q_{CL} : La chaleur non dégagée dans le moteur en raison de la combustion incomplète.

Q_{gaz} : La quantité de la chaleur des gaz brûlés.

Q_r : La chaleur perdue par convection et par rayonnement.

Q_l : La chaleur cédée au système de lubrification.

Dans le cas du moteur dual-fuel, la quantité de chaleur dégagée est plus faible que celles dans le cas du diesel pur, donc dimensionner un échangeur de chaleur à la quantité de chaleur mentionnée auparavant est un surdimensionnement de l'échangeur [4]

3.3 Perte dans le liquide de refroidissement

La chaleur cédée par le moteur au fluide caloporteur peut se calculer avec plusieurs formules [5] :

$$Q_{ref} = \dot{m}_{liq} C_{p,liq} (T_1 - T_2)$$

\dot{m}_{liq} : Débit du liquide de refroidissement circulant dans le système de refroidissement [kg/s]

T_1 et T_2 : Les températures d'entrée et de sortie du liquide de refroidissement dans le moteur [K].

$C_{p,liq}$: Chaleur spécifique du liquide à la température moyenne [J/kg.K].

Et elle peut être aussi déterminée par la formule empirique suivante : [3]

$$Q_{ref} = C i D^{1+2m} N^m \left(\frac{1}{\alpha}\right) \quad (3.1)$$

C : Coefficient de proportionnalité, C = [0,45 ; 0,53.]

i: Nombre de cylindres

D : Le diamètre du cylindre en [cm].

N: Vitesse de rotation du vilebrequin [tr/min].

m : Paramètre de puissance, m = (0,6 ; 0,7).

α : Coefficient d'excès d'air.

Dans notre cas on utilise l'équation (3.1) pour déterminer la quantité de chaleur cédée au système de refroidissement.

3.4 Choix de la méthode de dimensionnement

L'étude d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes :

- Méthode du nombre d'unité de transfert : NUT, appelée méthode de l'efficacité.
- Méthode de la différence moyenne logarithmique : ΔT_{LM}

La première méthode est utilisée pour simuler un échangeur existant, dont on connaît les températures d'entrée des deux fluides.

En général, dans notre cas on va utiliser la deuxième méthode qui est destinée au dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encore, c'est-à-dire on recherche la géométrie (conception) de l'échangeur.

3.5 Dimensionnement du radiateur

Pour cette partie, on a voulu faire une comparaison de performance entre un échangeur à plaques et un échangeur des tubes avec des ailettes circulaires, et de prendre ensuite le mieux performant pour le reste dimensionnement.



Figure 3-1 Radiateur

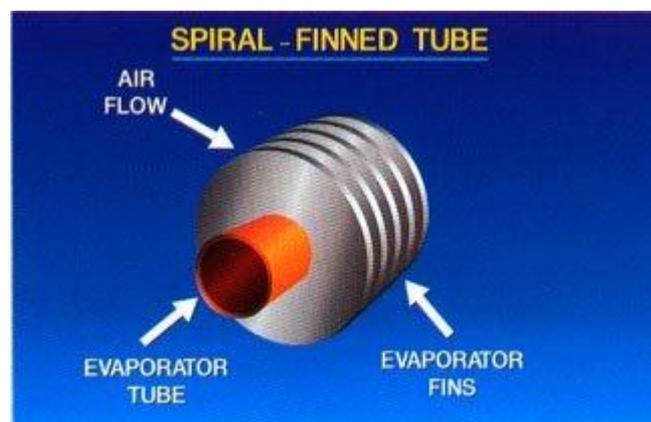


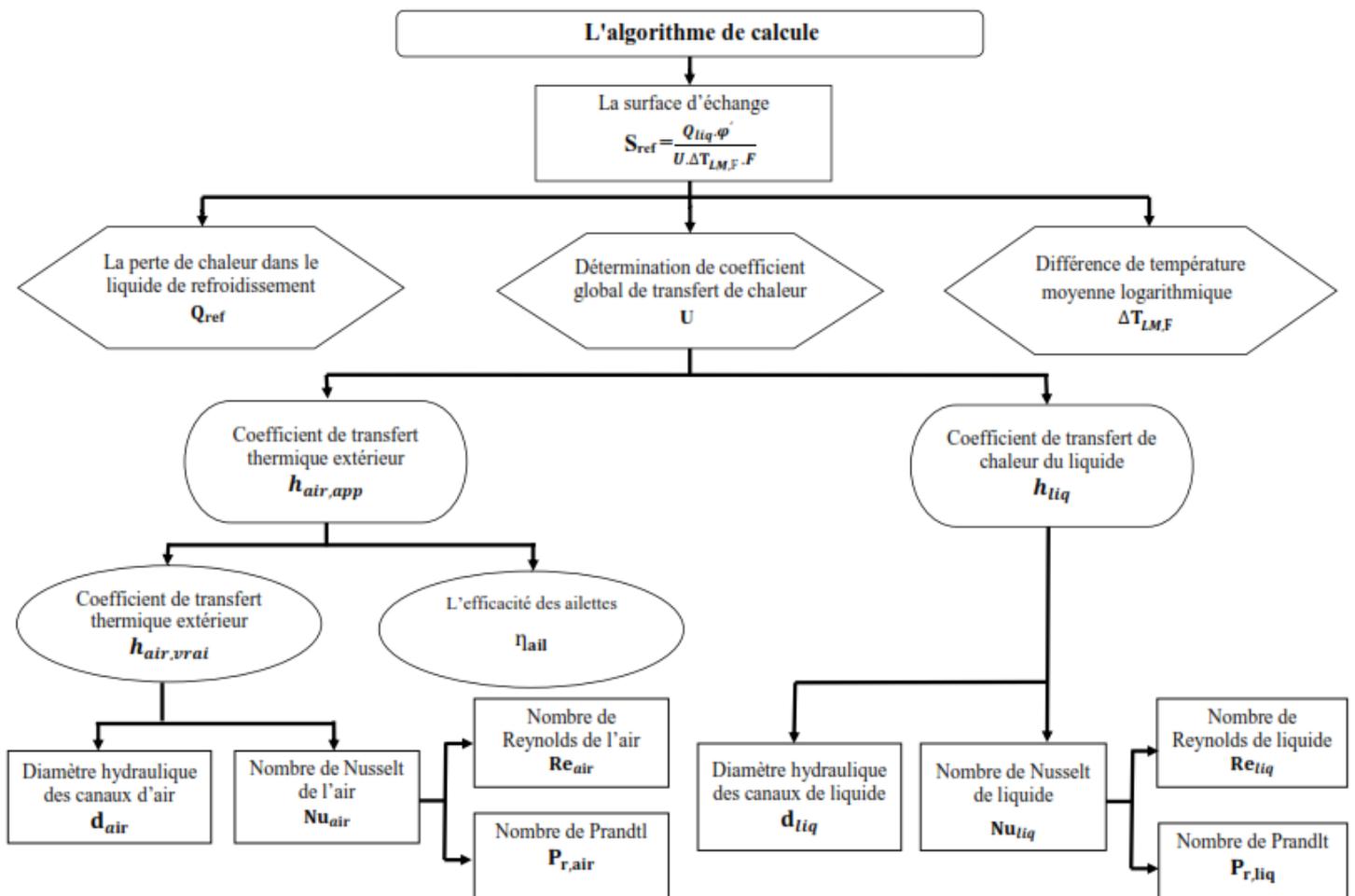
Figure 3-2 Echangeur à tube aileté

3.5.1 Hypothèses de calcul

Pour le calcul de cet échangeur à air on a considéré les hypothèses suivantes :

- Le coefficient global d'échange de chaleur est constant.
- La température du fluide est constante dans une section transversale.
- Les débits massiques des deux fluides sont constants.
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes tout le long de l'échangeur.
- Section de passage est constante.
- Les profils des vitesses sont invariables.
- Le transfert de chaleur entre les deux fluides se fait par :
 - Convection forcée Air-paroi
 - Conduction à travers la paroi
 - Convection forcé Liquide-paroi

Algorithme de dimensionnement



3.5.2 Dimensionnement d'un échangeur compact (radiateur)

Configuration d'écoulement

La configuration de l'écoulement étudié est courant croisé où le fluide extérieur est l'air qui arrive avec une vitesse V_{air} , par tirage forcé sur la paroi des tubes qui sont arrangés verticalement parallèles. Et à l'intérieur des tubes, l'eau s'écoule avec vitesse V_{liq} .

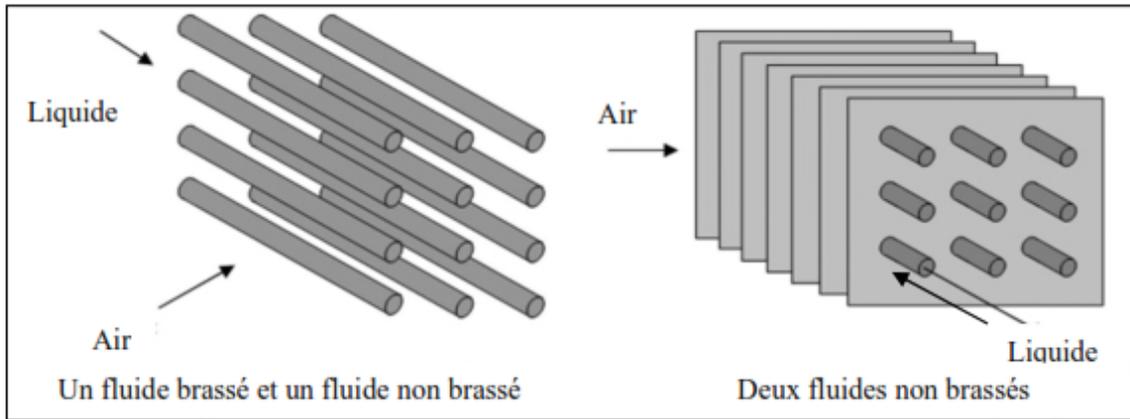


Figure 3-3 Configuration d'écoulement

Pour augmenter davantage la surface d'échange on prend le cas de deux fluides non brassés

Caractéristiques géométriques du radiateur (1^{er} type d'échangeur)

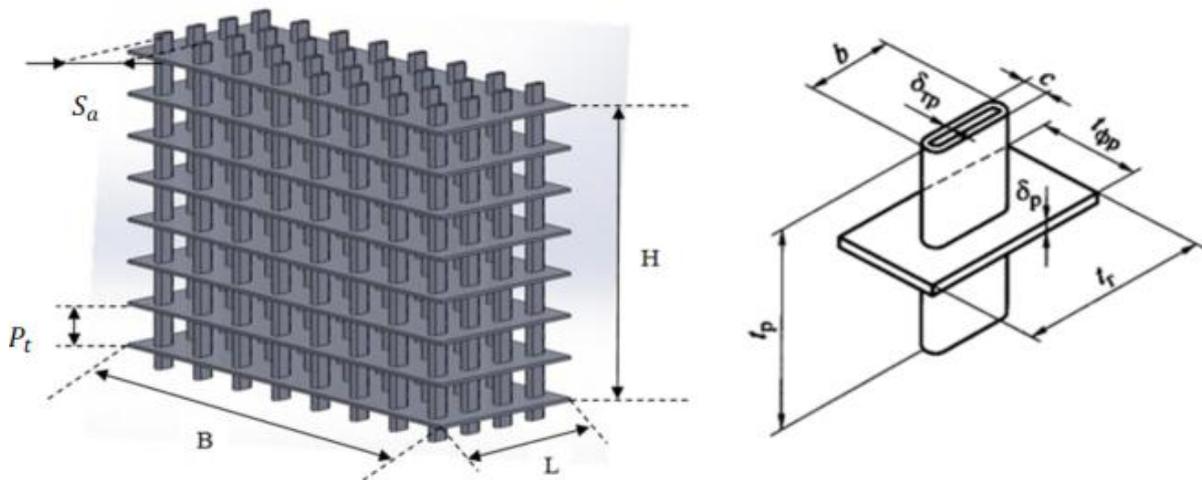


Figure 3-4 Caractéristiques géométriques du radiateur

❖ Déroulement de calcul

Diamètre hydraulique des canaux d'air et des canaux de liquide sont respectivement [5] :

$$D_{h,liq} = 4S_{tubes}/P_{tubes} \quad (3.2)$$

$$D_{h,air} = 4S_{air}/P_{air}$$

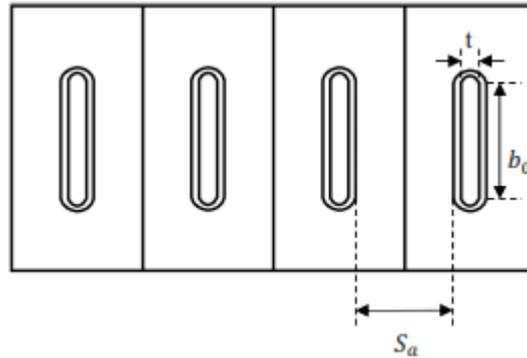


Figure 3-5 Géométrie des plaques et tubes

S_{tubes} : La surface de la section de passage du liquide dans les tubes

$$S_{tubes} = bt + \frac{\pi t^2}{4} \quad (3.3)$$

S_{air} : La surface de la section de passage de l'air

$$S_{air} = S_a P_t$$

- Nombre de Prandtl de l'air

$$Pr_{air} = \mu_{air} C_{p,air} / \lambda_{air}$$

$C_{p,air}$: Capacité calorifique de l'air [J/kg.K]

λ_{air} : Conductivité thermique de l'air [W/m.K]

- Nombre de Nusselt de l'air [6]

Pour les radiateurs des tubes plats avec une disposition linéaire on a :

$$Re_{air} = (4.10^2; 2.10^4), \quad \frac{c}{t_p} = (0.55; 1.20), \quad \frac{t_r - c}{t_p} = (1.30; 1.85), \quad \frac{t_{\phi p}}{c} = (4.5; 9)$$

$$Nu_{air} = 0.0512 \left(\frac{c}{t_p}\right)^{-0.54} \left(\frac{t_r - b}{t_p}\right) Re_{air}^{0.73} Pr^{0.33} \quad (3.4)$$

- **Température de l'air à la sortie du radiateur**

Les propriétés thermo-physiques de l'air sont déterminées à partir de la température moyenne de l'air, on sait bien que :

$$Q_{ref} = \dot{m}_{air} C_{p_{air}} \Delta T \quad (3.5)$$

Avec

$$\rho_{air} = \frac{P_{atm}}{R \cdot T_{moy}}$$

$$C_{p_{air}} = f(T_{moy})$$

$$m_{air} = \rho_{air} \cdot S_{air} \cdot V_{air}$$

$$\Delta T = T_2 - T_1 = 2 \cdot \left(\frac{T_2 + T_1}{2}\right) - 2T_1 = 2(T_{moy} - T_1)$$

Il est nécessaire d'estimer une valeur de S_{air} pour initier les calculs d'itération

A l'aide de la méthode de newton on aboutira finalement à :

$$T_2 = 2T_{moy} + T_1 \quad (3.6)$$

- **Coefficient de transfert thermique extérieur [5]**

$$h_{air,vrai} = \frac{Nu_{air} \lambda_{air}}{d_{air}} \quad (3.7)$$

- **Efficacité des ailettes**

L'efficacité des ailettes est un facteur important pour la performance d'un échangeur de chaleur, sa relation pour une ailette plate est donnée par :

$$\eta_{ailette} = \tanh(m_e h_p) / m_e h_p \quad (3.8)$$

Avec

$$m_e = \sqrt{\frac{h_{air}}{k_{ail}\delta_p}}$$

h_p : La moitié de la longueur d'ailette [m]

m_e : Paramètre d'efficacité [m^{-2}]

k_{ail} : Conductivité thermique des ailettes [$W/m.K$]

δ_p : Épaisseur d'ailette [m]

- **Efficacité tube –ailette**

La relation de l'efficacité tube-ailette d'après Incropera est donné par :

$$\eta_{tube-ail} = 1 - (1 - \eta_{ailette}) \frac{S_{ailette}}{S_{tube} + S_{ailette}} \quad (3.9)$$

- **Coefficient de transfert thermique apparent du côté de l'air [4]**

$$h_{air,app} = h_{air,vrai} \left[1 - (1 - \eta_{ailette}) \frac{S_{ailette}}{S_{tube} + S_{ailette}} \right] \quad (3.10)$$

- **Nombre de Reynolds du liquide de refroidissement**

$$Re_{liq} = \frac{\rho_{liq} V_{liq} D_{h,liq}}{\mu_{liq}} \quad (3.11)$$

ρ_{liq} : Masse volumique du liquide [kg/m^3].

V_{liq} : Vitesse du liquide [m/s].

μ_{liq} : Viscosité dynamique du liquide [$kg/m.s$].

- **Nombre de Prandlt du liquide de refroidissement**

$$Pr_{,liq} = \frac{\mu_{liq} c_{p,liq}}{\lambda_{liq}} \quad (3.12)$$

$c_{p,liq}$: Capacité calorifique du liquide de refroidissement [J/kg.K]

λ_{liq} : Conductivité thermique de liquide de refroidissement [W/m.K]

- **Nombre de Nusselt du liquide [5]**

- Si le régime d'écoulement est laminaire ($Re_{,liq} < 2300$) :

$$Nu_{liq} = 0.15 Pr_{,liq}^{0.43} Re_{liq}^{0.33}$$

- Si le régime d'écoulement turbulent ($Re_{,liq} > 10^4$) :

$$Nu_{liq} = \frac{\frac{f}{8} Re_{liq} Pr_{,liq}}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \left(Pr_{,liq}^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

Avec

$$f = (1.82 \log(Re_{liq}) - 1.64)^{-2}$$

Avec f : coefficient de friction.

- **Coefficient de transfert de chaleur du liquide [5]**

$$h_{liq} = \frac{Nu_{liq} \lambda_{liq}}{D_{h,liq}} \quad (3.13)$$

- **Coefficient global de transfert de chaleur [6]**

Le fait qu'il n'y a que très peu d'encrassement, celle-ci est négligée à la fois pour l'air et l'eau.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{air,app}} + \left(\frac{S_{trans,air}}{S_{trans,liq}}\right) \left(\frac{\delta_{tp}}{ktube} + \frac{1}{h_{liq}}\right)} \quad (3.14)$$

$S_{trans,air}$: Surface d'échange de chaleur coté air [m^2]

$S_{trans,liq}$: Surface d'échange de chaleur coté liquide [m^2]

k_{tube} : Conductivité thermique des tubes [$W/m.K$]

- **Dimensions du radiateur**

La hauteur et la bases du radiateur ont une relation directe avec la puissance maximale développée par le moteur

- Hauteur H :

$$H = 0.555 + 1,8 \cdot 10^{-3} N_e \quad (3.15)$$

- Base B :

$$B = 0.345 + 2,2 \cdot 10^{-3} N_e \quad (3.16)$$

N_e : Puissance maximale du moteur

- **Nombre d'éléments du radiateur [5]**

- Suivant la hauteur

$$N_{elt,H} = \frac{H}{t_p}$$

- Suivant la base

$$N_{elt,B} = \frac{B}{t_{\phi p}}$$

- **Nombre total des éléments sur la surface frontale du radiateur**

$$N_{elt,Sf} = N_{elt,H} \cdot N_{elt,B}$$

- **Section frontale des canaux d'air**

$$S_{air} = S_{c,air} N_{elt,Sf}$$

- **Débit d'écoulement de l'air [3]**

$$\dot{m}_{air} = V_{air} \rho_{air} S_{air}$$

- **Différence de température moyenne logarithmique**

$$\Delta T_{LM,F} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.17)$$

$$\Delta T_1 = T_{liq,e} - T_{air,e}$$

$$\Delta T_2 = T_{liq,s} - T_{air,s}$$

- **Facteur de correction du radiateur**

Le facteur de correction F dépend seulement des températures d'entrée et de sortie des deux fluides, F(P,R) tel que :

$$P = \frac{T_{liq,e} - T_{liq,s}}{T_{liq,e} - T_{air,e}}$$

$$R = \frac{T_{air,e} - T_{air,s}}{T_{liq,s} - T_{liq,e}}$$

La différence de température moyenne logarithmique, si on prend en compte le facteur de correction sera de la forme suivante :

$$\Delta T_{LM} = F \cdot \Delta T_{LM,F} \quad (3.18)$$

Surface totale de refroidissement [7]

$$S_{ref} = \frac{Q_{ref}\varphi'}{U\Delta T_{LM}} \quad (3.19)$$

φ' : Coefficient de sécurité supérieur à 1

- **Nombre d'élément caractéristique du radiateur**

$$N_{elt-tot} = S_{ref}/S_{t.air} \quad (3.20)$$

- **Nombre de rangés**

$$N_{rangé} = \frac{N_{elt-tot}}{N_{Sf}}$$

- Largeur de la base

$$L = N_{rangé} t_r$$

- Pertes de charges dans les circuits de passages de l'air

$$\Delta p_{air} = \xi_{tp} L \rho_{air} V_{air}^2 / d_{air} \quad (3.21)$$

$$\xi_{tp} = 5.508 \left(\frac{c}{d_{air}} \right)^{0.3} \left(\frac{t_r - c}{t_{\phi p} - c} \right)^{0.68} Re_{air}^{-0.7} \cdot 1.65 (\log(Re_{air}) - 2.53)$$

3.5.3 Dimensionnement d'échangeur de chaleur tubeaileté(ailette circulaire)

Pour que nos valeurs de dimensionnement soient proches de celles des échangeurs existés en industrie on utilise l'abaque suivant [8] :

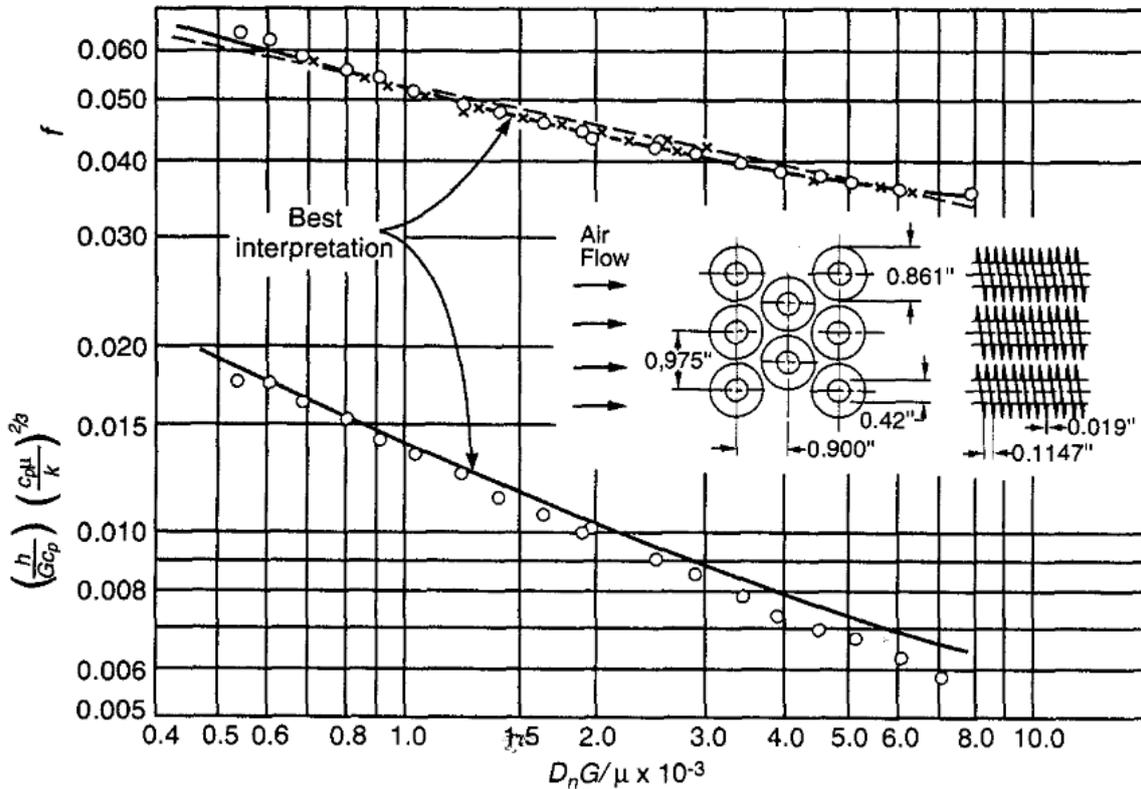


Figure 3-6Abaque pour une disposition donnée des tubes ailetés

❖ **Déroulement de calcul**

a) **Coté air**

- **Vitesse massique [2]**

$$G = \frac{m_{air}}{\sigma A_{fr}} \quad (3.22)$$

- **Reynolds**

$$Re_{air} = \frac{GD_{h,air}}{\mu} \quad (3.23)$$

- **Pertes de charge [2]**

$$\Delta p = G^2 \left[\frac{f A_t}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho} - 1 \right) \right] \quad (3.24)$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right)$$

b) - **Coté eau**

- **Reynolds**

$$Re_{eau} = \frac{\rho U D_{h,eau}}{\mu}$$

- **Nusselt**

La même formule utilisée pour le 1^{er} type d'échangeur

- **Rendement des ailettes [9]**

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL}$$

$$m = \left(\frac{2h_o}{kt} \right)^{0.5}$$

3.6 Dimensionnement du ventilateur

On prend le type d'un ventilateur en refoulement, dans ce cas la charge du ventilateur produite doit être largement supérieure aux pertes aérodynamiques à travers le radiateur, car la différence de la charge entre le ventilateur et le radiateur nous assure la circulation de l'air à travers les canaux du radiateur. On prend la charge du ventilateur égale à 2 fois supérieure aux pertes de charges du radiateur.

$$H_{air} = 2\Delta P_{R,air} \quad (3.26)$$

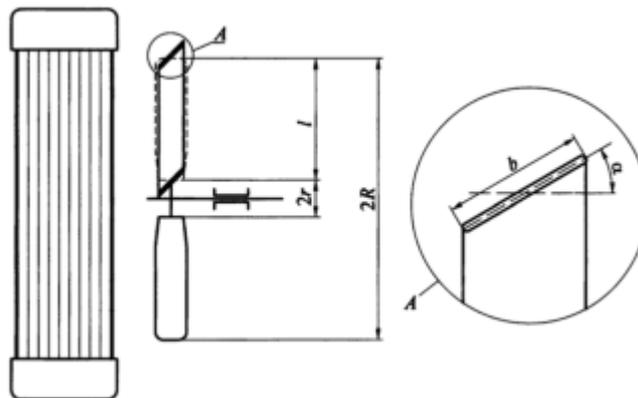


Figure 3-8 Paramètres du ventilateur

R : Rayon extérieur des aubes du ventilateur [m]

r : Rayon intérieur des aubes [m]

l : Hauteur de l'aube [m]

b : Corde de profil de l'aube [m]

- **Vitesse du rotor**

$$u_r = \psi_n \cdot \sqrt{\frac{H_{air}}{\rho_{air}}} \quad (3.27)$$

ψ_n : Coefficient dépendant de la géométrie du ventilateur, $\psi_n = (2,8; 3,5)$

- **Vitesse circonférentielle du rotor**

$$u_c = \frac{30u_r}{\pi R} \quad (3.28)$$

- **Puissance nécessaire pour l'entraînement du ventilateur**

$$N_v = \frac{H_{air}\dot{m}_{air}}{\eta_M \rho_{air}} \quad (3.29)$$

η_M : Rendement mécanique du ventilateur, $\eta_M = (0.50; 0.60)$

3.7 Dimensionnement de la pompe à eau

La pompe qui est généralement utilisée dans le circuit de refroidissement c'est la pompe centrifuge, on suit un ordre de dimensionnement bien déterminé [3] :

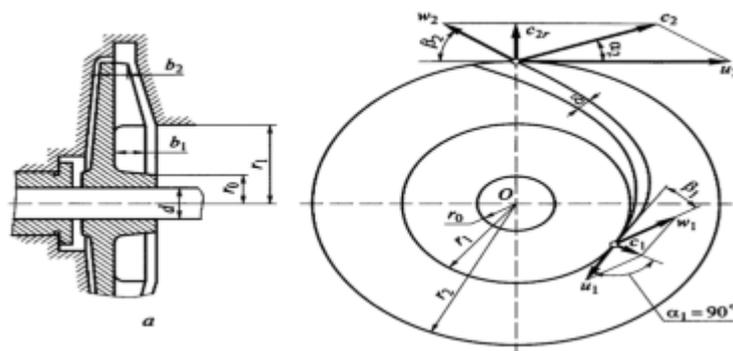


Figure 3-9 Paramètres de pompe

- **Débit volumétrique de liquide**

$$Q_{V,liq} = \varphi_3 \dot{m}_{liq} / \rho_{liq} \eta_o \quad (3.30)$$

φ_3 : Coefficient de sécurité supérieur à 1

η_o : Rendement volumétrique

- **Charge de la pompe**

$$P_H = 2.3V_H^{-0.335}Q_{V,liq} \quad (3.31)$$

V_H : Cylindrée de la pompe [cm^3]

La charge est exprimée en *MPa*

- **Rayon extérieur du canal d'entrée de la pompe**

$$r_1 = \sqrt{r_0^2 + \frac{Q_{V,liq}}{\pi c_1}} \quad (3.32)$$

r_0 : Rayon du moyeu $r_0 = (20; 22) \cdot 10^{-3}$ [m].

c_1 : Vitesse absolue du liquide à l'entrée $c_1 = (1; 2)$ [m/s]

- **Vitesse circonférentielle en aval de la roue**

$$u_2 = \sqrt{1 + \frac{\text{tg}(\alpha_2)}{\text{tg}(\beta_2)}} \cdot \sqrt{\frac{P_H}{\rho_{liq}\eta_p}} \quad (3.33)$$

α_2 : Angle entre la vitesse absolue et la vitesse circonférentielle à la sortie de la pompe

$$\alpha_2 = (8; 15^\circ)$$

β_2 : Angle entre la vitesse absolue et la vitesse circonférentielle à la sortie de la pompe

$$\beta_2 = (10^\circ; 20^\circ)$$

η_p : Rendement de la pompe $\eta_p = (0.6; 0.7)$

- **Rayon extérieur de la roue**

$$r_2 = \frac{30 u_2}{\pi u_r}$$

u_r : Fréquence de rotation de la roue [tr/min]

- **Vitesse radiale à la sortie de la roue**

$$c_{2r} = \frac{P_H \operatorname{tg}(\alpha_2)}{\rho_{liq} \eta_r u_2}$$

- **Vitesse circonférentielle à l'entrée de la pompe**

$$u_1 = \frac{u_2 r_1}{r_2}$$

- **Largeurs des pales**

$$b_1 = \frac{Q_{V,liq}}{2\pi r_1 - \frac{z\delta_1}{\sin(\beta_1)}}$$

$$b_2 = \frac{Q_{V,liq}}{2\pi r_2 - \frac{z\delta_2}{\sin(\beta_2)}}$$

z : Nombre de pales, $z = [4 \dots 8]$

δ_1, δ_2 : Épaisseurs des pales à l'entrée et à la sortie respectivement, $\delta = (2; 4)$ [mm]

- **Puissance fournie par le moteur pour l'entraînement de la pompe**

$$N_P = P_H \cdot \frac{\dot{m}_{liq}}{\rho_{liq} \eta_{m,p}}$$

$\eta_{m,p}$: Rendement mécanique de la pompe, $\eta_{m,p} = (0.8; 0.9)$

3.8 Résultats et interprétation

3.8.1 Comparaison entre les deux échangeurs

- **Choix de données**

- Température d'entrée du liquide de refroidissement
à l'aide des essais pratiques effectués dans un laboratoire [10], la température de début d'ouverture de thermostat est d'environ 80°C, et la température pour laquelle le thermostat s'ouvre complètement est de 95°C

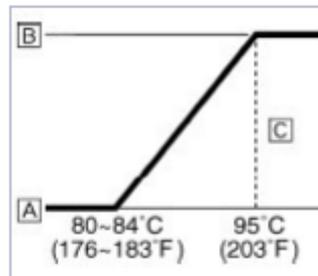


Figure 3-10 Plage de températures de fonctionnement pour le thermostat

Tableau 3-1 Choix des données du liquide, air et matériaux

Température d'entrée du liquide de refroidissement [°C]	90
Température de sortie du liquide de refroidissement [°C]	70
Température d'entrée d'air [°C]	55
Matériau des tubes	Laiton
Matériau des ailettes	Aluminium
Nature du liquide de refroidissement	Ethylène glycol

- **Données thermo-physiques de l'air**

Pour une température moyenne de 57°C, les données thermo-physiques de l'air sont les suivantes :

Tableau 3-2 Données thermo-physiques de l'air

Masse volumique [kg/m^3]	1,0413
Chaleur spécifique [$J/kg.K$]	1,008
Viscosité dynamique [$kg/m.s$] 10^{-5}	2,0348
Conductivité thermique [$W/m.K$]	0,03334
Nombre de Prandtl	0,7010

- **Données thermo-physiques du liquide de refroidissement**

A une température moyenne de 80°C, les données thermo-physiques du liquide de refroidissement sont :

Tableau 3-3 Données thermo-physiques du liquide

Masse volumique [kg/m^3]	1014
Chaleur spécifique [$J/kg.K$]	3645
Viscosité dynamique [$kg/m.s$] 10^{-5}	0.0076
Conductivité thermique [$W/m.K$]	0.419

- **Données du moteur F4L912**

Tableau 3-4 Données du moteur F4L912 DEUTZ

Constructeur	DEUTZ
Désignation	F4L912
Nombre de cylindre	4
Alésage [cm]	10
Coefficient de proportionnalité	0.5
Coefficient d'excès d'air	1.8
Puissance du moteur [kW]	37
Paramètre de puissance	0.7

- **Données géométrique du 1^{er} échangeur de chaleur (échangeur à ailette plate)**

Tableau 3-5 Données géométriques du radiateur

Paramètre	Symbole	Valeur
Pas transversal [m]	P_t	0,0023
Espacement des ailettes [m]	S_a	0,0078
Longueur des ailettes [m]	t_r	0,00525
Largeur des ailettes [m]	$t_{\phi P}$	0,01
Epaisseur des ailettes [m]	δ_p	0,0002

Hauteur de tube caractéristique [m]	t_p	0,0025
Longueur extérieur de tube caractéristique [m]	b	0,018
Longueur intérieur de tube caractéristique [m]	a_0	0,0158
Largueur extérieur de tube caractéristique [m]	c	0,002
Largeur intérieur de tube caractéristique [m]	t	0,0019
Epaisseur de tube caractéristique [m]	δ_{tp}	0.0002
Conductivité thermique des tubes [W/m.K]	k_{tube}	150
Conductivité thermique des ailettes [W/m.K]	$k_{aillette}$	210

Résultats

Coefficient de transfert thermique extérieur [W/m ² .K]	93.2392
Efficacité des ailettes	0.9800
Coefficient de transfert thermique extérieur apparent [W/m ² .K]	93.2390
Nombre de Reynolds de liquide de refroidissement	41649.9684
Nombre de Prandlt de liquide de refroidissement	5.0118
Nombre de Nusselt de liquide de refroidissement	22.3000
Coefficient de transfert de chaleur du liquide [W/m ² .K]	3354.8700
Coefficient global de transfert de chaleur [W/m ² .K]	91.0709
Hauteur du radiateur [m]	0.6216
Base du radiateur [m]	0.4264
Nombre d'éléments caractéristiques du radiateur selon la base	14.2133
Nombre d'éléments caractéristiques du radiateur selon la hauteur	99.4560
Nombre d'éléments sur la surface frontale du radiateur	1413.6013
Section totale transversale des canaux d'écoulement d'air [m ²]	1.5520
Débit d'écoulement de l'air [kg/s]	11.8560
Température de sortie d'air [°C]	77
Déférence de température moyenne logarithmique	18.3500
Facteur de correction du radiateur	0.9500
Surface totale d'échange de chaleur [m ²]	45.5600
Nombre d'éléments caractéristiques du radiateur	40302.8650

Nombre de rangés	2.0000
Largeur de la base du radiateur [m]	0.3202
Coefficient de perte de charges	0.0260
Pertes de charges dans les circuits d'air [Pa]	533.3850
Volume occupé par le radiateur [m ³]	0.0802

- **Donnée du 2ième échangeur**

- Données géométriques des tubes, et leur conductivité

Tableau 3-6 Données géométriques des tubes

Diamètre externe [m]	0.0107
Diamètre interne [m]	0.00750
Conductivité thermique (Aluminium) [W / m. K]	200

- Données géométriques des ailettes

Tableau 3-7 Données géométriques des ailettes

Epaisseur [m]	0.00048
Finned/total area	0.8760
Conductivité thermique (Aluminium) [W / m. K]	200

On tire de l'abaque les valeurs suivantes :

Tableau 3-8 Données tirées de l'abaque

D_h [m]	0.0044
σ	0.4940
A_f [m ²]	0.7100
Rapport A/V [m ⁻¹]	446

Résultats

Débit massique du liquide [kg/s]	1.28
Nombre de Reynolds de liquide de refroidissement	13623.2510
Nombre de Prandlt de liquide de refroidissement	5.0188
Nombre de Nusselt de liquide de refroidissement	35.3000
Débit massique de l'air [kg/s]	12.4520
Vitesse massique de l'air [kg/m ² .s]	48.4689
Coefficient d'échange thermique extérieur [W/m ² .K]	130
Perte de charge dans les canaux d'air [Pa]	652.2390
Rendement des ailettes	0.9451
Coefficient d'échange global[W/m ² .K]	88.3661
Surface totale de refroidissement [m ²]	45.6370
Volume occupé par l'échangeur [m ³]	0.1023
Nombre de tubes	157
Hauteur de l'échangeur[m]	1.20

Interprétations

Pour faire notre choix concernant l'échangeur à utiliser dans le circuit de refroidissement, il faut comparer quelques paramètres pour les deux cotés

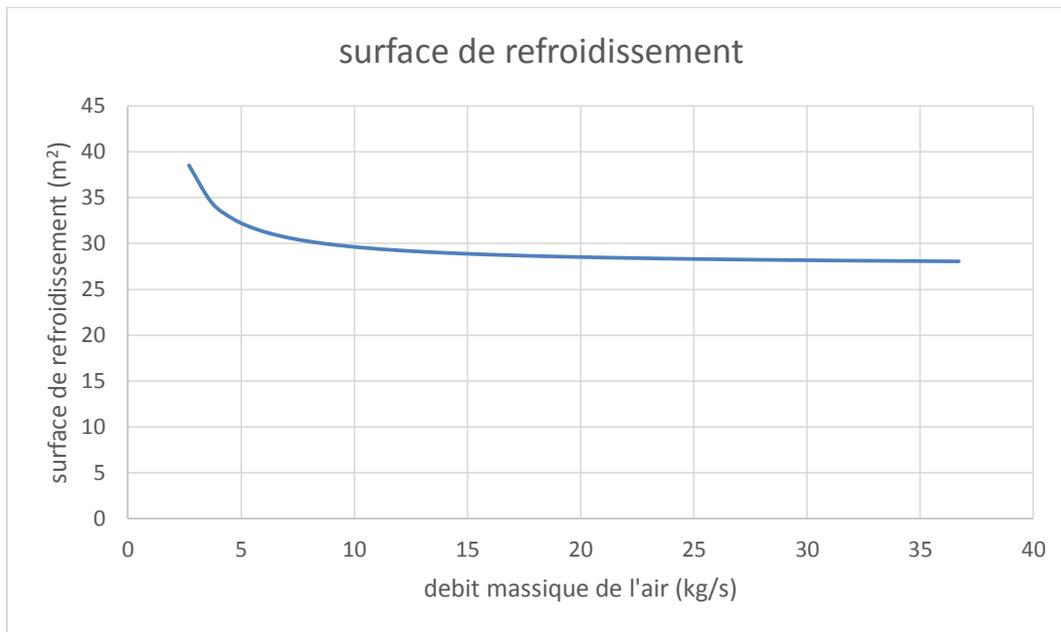
Tableau 3-9 Comparaison de performance

Paramètre	1 ^{er} échangeur	2 ^{i^{eme}} échangeur
Volume V	0.1030	0.1130
Compacité A/V	562.5000	443
Débit massique de l'air	11.180	12.4520
Perte de charge	533.3850	352.2390

On voit bien que le 1^{er} échangeur occupe moins d'espace, nécessite moins de débit d'air pour refroidir l'eau à la température désirée et les pertes de charges dans les canaux d'air sont acceptables, donc on choisit l'échangeur a plaques pour notre circuit de refroidissement

Remarque

Les surfaces de refroidissement des deux échangeurs sont proches l'une de l'autre cela veut dire que dans le 1^{er} échangeur une quantité de 11.18 kg/m^3 d'air frais suffira toute la surface de refroidissement, et pour mieux voir l'influence de débit d'air sur la surface de refroidissement, on trace la courbe suivante :



La surface de refroidissement diminue en fonction du débit d'air mais on remarque que l'influence de débit commence à décroître quand on a des débits d'air importants, cela nous permet de dire que dans les moteurs automobiles où le débit d'air est limité par la capacité du système d'alimentation en air à capter de l'air frais, la surface de refroidissement sera vraiment influencée par ce dernier, sinon dans les grandes installations industrielles ,cette influence n'est pas un facteur majeur.

3.9 Validation des paramètres de calcul du ventilateur

Choix de données du ventilateur

Tableau 3-10 Caractéristiques du ventilateur

Paramètres	Symbole	Valeur
Coefficient dépendant de la forme géométrique	ψ_n	3
Rendement mécanique	η_M	0.61
Rayon extérieur des aubes	R	0.5

Résultats

Charge du ventilateur [Pa]	1066.7700
Vitesse du rotor [m/s]	96.0216
Vitesse circumférentielle du rotor [tr/min]	1410.6757
Puissance nécessaire pour l'entraînement du ventilateur [W]	19876.930

3.9.1 La disponibilité des ventilateurs selon nos résultats

Tableau 3-11 Différents modèles des ventilateurs

modèles	spécification	comparaison
	<ul style="list-style-type: none"> • Constructeur : CAUGEVA • Diamètre 0.48 m. • Épaisseur : 35mm • Poids : 0.8 kilogrammes • Vitesse de l'air à l'aspiration. 6.5 m/s • Alimentation : électrique 12.6 V • Prix : 4800 DA 	<p>Vitesse d'aspiration proche de la vitesse de l'air dans le radiateur, prix moyennement élevé, très facile à trouver sur le marché.</p>

	<ul style="list-style-type: none"> • Constructeur : GFT • Diamètre 0.50 m. • Épaisseur : 25mm • Poids : 0.7 kilogrammes • Vitesse de l'air à l'aspiration. 7 m/s • Alimentation : électrique 12 V • Prix : 4000 DA 	<p>Vitesse d'aspiration plus que suffisante, le poids relativement grand, c'est l'un des ventilateurs électriques les moins chers sur le marché algérien.</p>
---	---	---

3.10 Paramètres de calcul de la pompe

Choix de données

Tableau 3-12 Caractéristiques de la pompe

Paramètres	Valeur
Épaisseur des pales à l'entrée [m]	0.002
Épaisseur des pales à la sortie [m]	0.001
Rayon du moyeu [m]	0.025
nombre de pales	8
Angle α_2	13
Angle β_2	15

Résultats

Débit volumétrique [m ³ /s]	0.01403
Charge de la pompe [Pa]	73491.3229
Rayon extérieur du canal d'entrée de la pompe[m]	0.1254
Vitesse circumférentielle en aval [m/s]	9.8525
Largeur des pales à l'entrée [m]	0.0126
Largeur des pales à la sortie[m]	0.0287
Puissance nécessaire pour l'entraînement de la pompe [W]	103.105

3.11 Modifications apportées au moteur

Le système de refroidissement à eau nécessite une modification des chemises et du bloc moteur.

3.11.1 Modification des culasses

Dans la culasse, de nombreuses régions critiques contiennent un flux de chaleur élevé en raison de la température d'échappement qui doit être contrôlée, par conséquent une chemise de refroidissement efficace est indispensable ce qui fait que chaque conception de chemise doit tenir en compte de ceci et elle doit comporter des passages du liquide de refroidissement.

3.11.2 Modification des chemises et bloc moteur

Dans le cas du système de refroidissement à eau les cylindres n'ont pas besoin des ailettes de refroidissement, sont coulés dans un seul boîtier appelé bloc moteur.

Généralement, le bloc moteur est fabriqué en fonte ou en alliage d'aluminium. S'il est en aluminium, des chemises en fonte ou en acier constituent l'alésage du cylindre.

Les alésages de cylindre sont formés via un processus d'usinage avec un outil de forage afin de donner la forme correcte au cylindre dans des tolérances précises. La fonte est un mélange de fer avec une petite quantité de carbone (2,5–4,5% du total). Il est très important de mentionner que les chemises doivent être exposées au liquide de refroidissement pour se refroidir (par convection) donc le bloc moteur doit porter des passages d'eau comme nous montre la figure suivante :

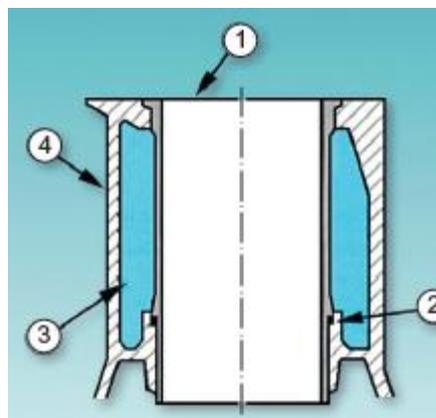


Figure 3-11 Chemise du bloc moteur

- 1- Chemise
- 2- Bague d'étanchéité
- 3- Liquide de refroidissement
- 4- Bloc moteur

Le liquide de refroidissement circule entre les chemises de la façon suivante

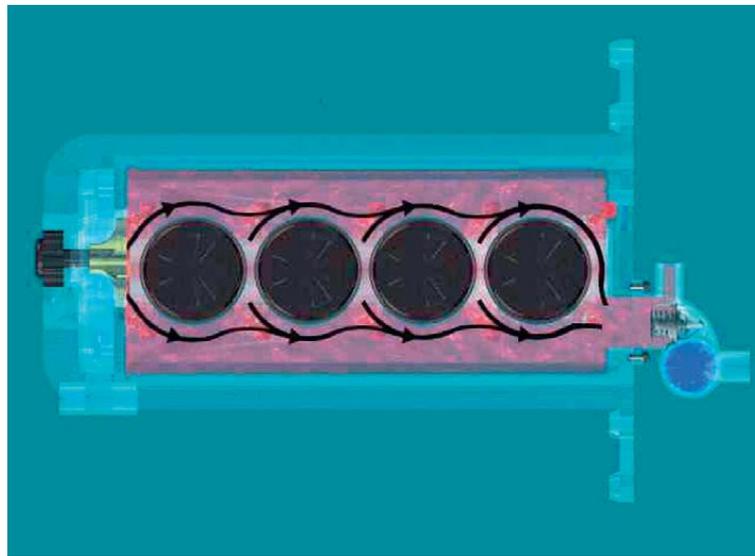


Figure 3-12 Écoulement de liquide de refroidissement à travers le bloc

Pour le moteur F4L912 l'alésage des chemises est de 100mm , pour cela on fait une liste de choix, on pose les paramètres suivants :

Tableau 3-13 Caractéristique du blocmoteur

Matériaux de bloc moteur	Alliage d'aluminium
Matériaux de chemise du bloc moteur	Fonte
Diamètre de passages du liquide de refroidissement	10 mm
Nombre de trous de passages	10
Distance entre les trous de passages	150 mm
Diamètre de passages du liquide de refroidissement	10 mm
Longueur du bloc moteur	750 mm
Largeur du bloc moteur	200 mm

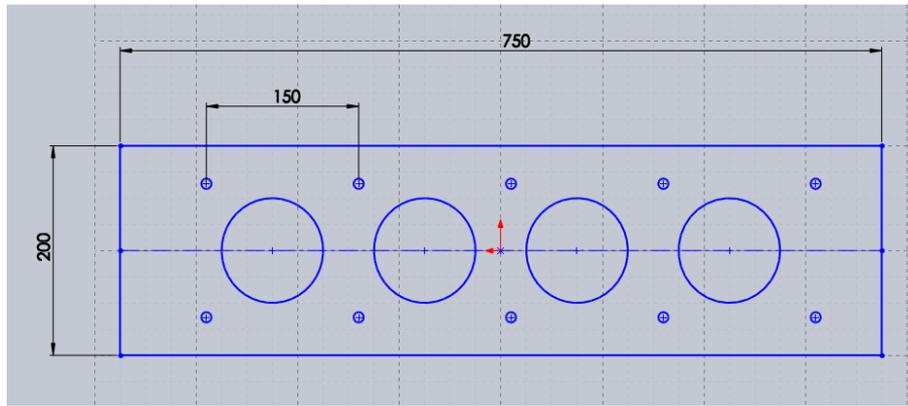


Figure 3-13 Paramètres géométriques du bloc moteur

3.12 Conception des pièces sous SOLIDWORKS

Dans tout processus de conception, il est rare que le premier jet soit celui qui est gardé pour le rendu final d'un projet. Il faut généralement passer plusieurs fois sur un dessin afin que chaque corps de métier travaillant sur le projet l'ajuste selon ses propres besoins. Le dessin assisté par ordinateur présente alors le grand avantage de pouvoir effectuer de multiples modifications, d'ajouter ou de supprimer des éléments rapidement et avec facilité, sans entacher la totalité du dessin. Contrairement au dessin fait à la main, une quelconque modification sur un dessin assisté par ordinateur ne nécessite pas sa reproduction.

3.12.1 Conception du radiateur

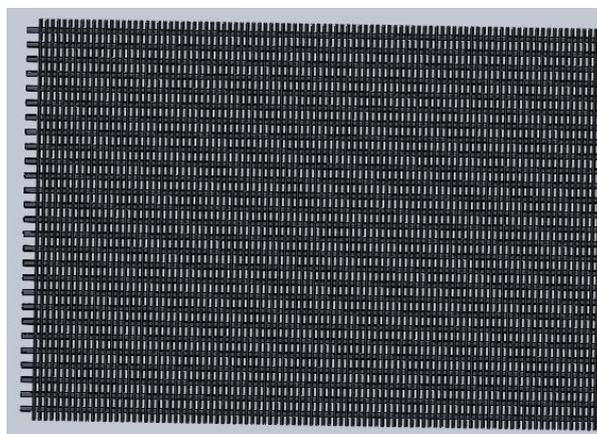


Figure 3-14 Conception du radiateur

3.12.2 La conception de la roue de pompe à eau

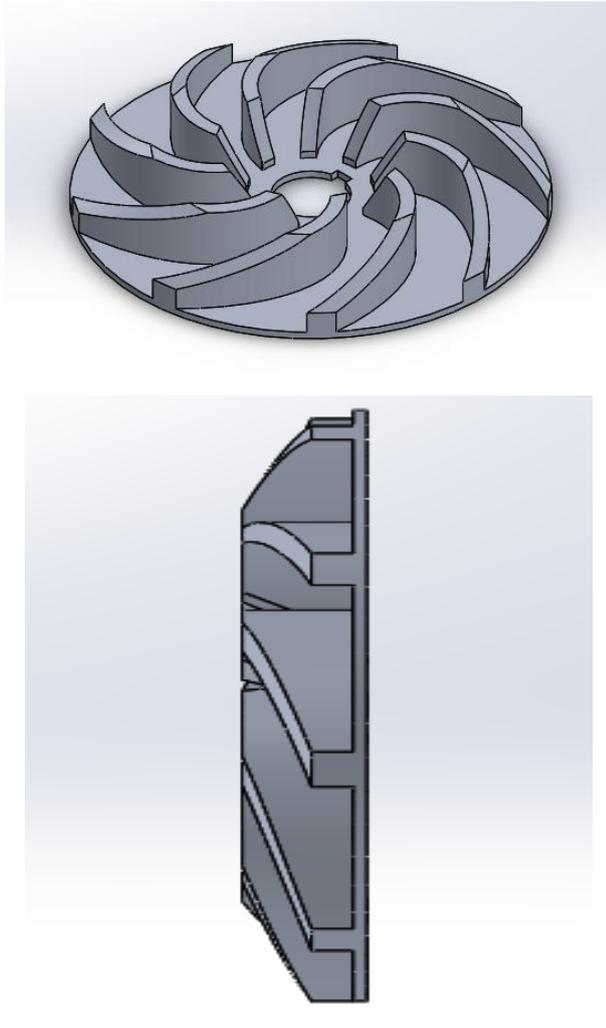


Figure 3-15 Profil des aubes de la pompe centrifuge

3.12.3 Modification de bloc moteur

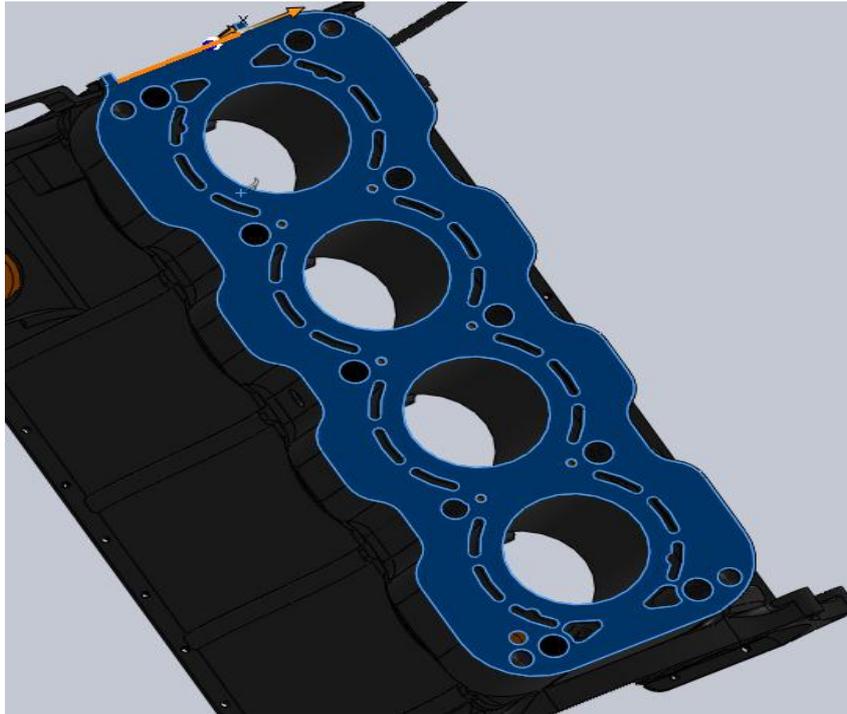


Figure 3-16 Modification proposée pour le bloc moteur

3.12.4 Modification de culasse

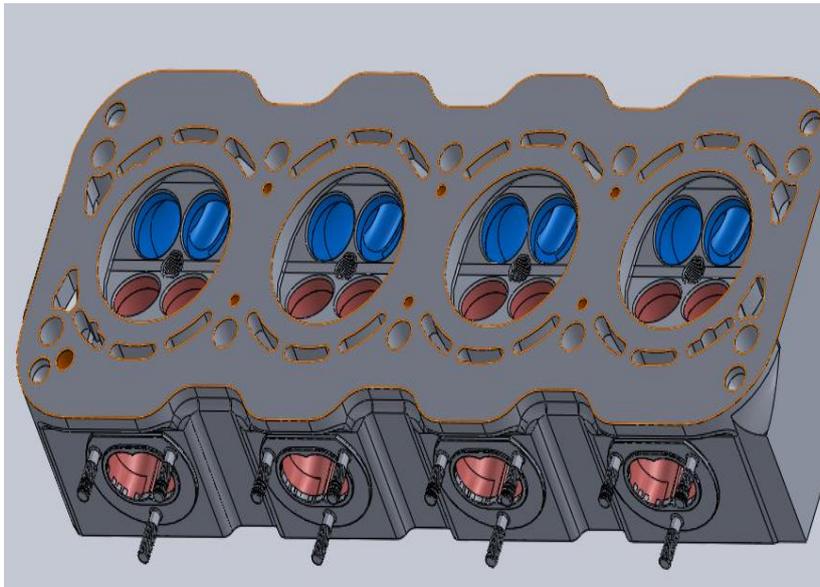


Figure 3-17 Modification proposée pour la culasse

Conclusion générale

Conclusion générale

Le but de notre travail est de faire un dimensionnement quantitatif. Un dimensionnement de base du circuit de refroidissement à liquide sert à déterminer la géométrie, les paramètres thermophysiques et les puissances nécessaires pour entraîner les composantes du circuit.

Nous avons fait une comparaison de performance entre deux échangeurs de chaleur et nous avons choisi par la suite celui qui nous paraît s'adapter le mieux au moteur. Parmi les organes principaux du système de refroidissement, le ventilateur et la pompe à eau ont été dimensionnés.

Les résultats obtenus sont interprétés et même une petite recherche sur la disponibilité de quelques pièces sur le marché algérien a été faite.

La simplicité de nos calculs est due aux hypothèses simplificatrices qu'on a prises lors du dimensionnement, prenant le cas de la quantité de chaleur cédée au liquide de refroidissement, sa corrélation ne prend pas en compte les considérations suivantes :

- La variation des surfaces de transmission avec le temps, puisque le piston se déplace.
- La variation des valeurs des coefficients de transfert de chaleur entre les gaz et les parois, et entre les parois et le fluide de refroidissement avec le temps et aussi entre les différents points à cause de la variation des propriétés thermodynamiques, physiques...

Dans le cas du radiateur, plusieurs formes d'ailettes peuvent exister avec une excellente efficacité, par exemple des plaques avec des volets, des plaques pliées d'une façon triangulaire ou rectangulaire. Le manque de corrélations de ces formes d'ailettes nous a conduit à choisir les ailettes à plat dont les corrélations sont connues.

Nous pouvons conclure que notre méthode de calcul nous a permis de toucher les principaux axes de dimensionnement du système de refroidissement

Malgré tous les problèmes que nous avons rencontrés notamment au niveau de l'accès à certaines données et informations et malgré la difficulté de certains aspects énergétiques, nous avons pu développer des connaissances non maîtrisées auparavant. Nous pouvons considérer cela comme un acquis majeur et une opportunité vers le monde professionnel.

Comme perspective, et pour compléter ce modeste travail, nous proposons de faire une étude sur le circuit de commande du thermostat, un dimensionnement précis de la culasse et du bloc moteur.

Bibliographie

- [1] *Kuppan THULUKKANAM ,Heat Exchanger Design Handbook, 2^{eme} edition heat exchanger book, edition 2012*
- [2] *Ramesh K, Shah, FUNDAMENTALS of HEAT EXCHANGER DESIGN, edition 2003*
- [3] *Liknanov V.A, DevetuapovR.R,Dimensionnement du moteur à combustion interne,Kipov 2008*
- [4] *Mounir BAKOU, SalaheddineBADAOU, Ecole Nationale Polytechnique, Contribution à la conversion du moteur Diesel F4L912 en Dual-Fuel (Gazole-GNC),2018*

- [5] *Yves JANNOT [Ecole des Mines Nancy] transfert thermique Edition 2012*
- [6] *André BONTEMPS,Echangeur de chaleur, définitions et principes généraux, Edition 2010*
- [7] *ChatrovM.G,Les moteurs d'automobiles- Dimensionnement, Moscou 2011*
- [8] *KholuamskiI.A, Construction des moteurs à combustion interne] Omsk 2010*
- [9] *BOUGRIOU Cherif,Calcul et technologie des échangeurs de chaleur, 2^{eme} édition*
- [10] *Nadia NÉRON, Émilie RIVERIN, Université du Québec à Chicoutimi, Système de refroidissement de la formule SAE*
- [11] *Joseph A. Lima and George R. Otterman,Manual on Selection and Use of Engine Coolants and Cooling System Chemicals,4th Edition*

- [12] *Sadikkakaç, HeatExchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition*

- [13] *Frank , INCROPERA, FONDAMENTALS OF HEAT and MASS TRANSFERT,edition 2002*
- [14] *Alfalaval, Efficacité énergétique*
Disponible sur: <<https://www.alfalaval.fr/microsites/efficacite-energetique/echangeurs-de-chaleur/echangeurs-de-chaleur-compacts/>>