



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique
Centre Universitaire El-wancharissi de Tissemsilt



Institut de Sciences et de la Technologie
Département des Sciences et de la Technologie

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de Master académique en

Filière : **Génie mécanique**

Spécialité : **Installations Énergétiques et Turbomachines**

Présenté par : **DJAAD Fethi**

Thème

ÉTUDE ET DIMENSIONNEMENT D'UN CYCLE DE CLIMATISATION AUTOMOBILE

Soutenu le,

Devant le Jury :

KHERRIS Sahraoui	Encadreur	Prof.	CU-Tissemsilt
BAGHDAD Mohammed	Président	MCA	CU-Tissemsilt
BENLEFKI Abdelhakim	Examineur	MCB	CU-Tissemsilt

Année universitaire : 2019-2020

Remerciements

Tout d'abord, je remercie Dieu le tout puissant de m'avoir donné la force et la patience.

Aux joyeux de ma vie « mes parents » qui sont la source de ma réussite, je souhaite qu'ils trouvent à travers ce mémoire le faible témoignage de leurs efforts et sacrifices.

J'exprime ma profonde gratitude à mon encadreur Monsieur KHERRIS Sahraoui professeur au centre Universitaire de Tissemsilt qui m'a fait l'honneur de veiller à diriger ce travail.

Ses efforts et ses conseils pertinents m'ont permis de mener à terme ce travail, merci pour la confiance qu'il m'a témoigné.

Je souhaite également remercier tous les membres du jury Dr. BAGHDAD Mohammed et Dr. BENLEFKI Abdelkrim qui m'ont fait l'honneur d'examiner mon travail, j'espère qu'ils trouvent mes vifs remerciements.

Je tiens à remercier M. MEBARKI Brahim, maître de conférences à l'université de Bechar, merci pour sa disponibilité, collaboration et surtout sa grande patience malgré la grande charge qu'il avait. J'en suis très reconnaissante.

Je remercie sans exception tous mes enseignants du département science et technologie de Tissemsilt qui ont contribué à ma formation. Merci pour leurs aides, assistance et soutiens. Merci beaucoup.

Sans oublier la doctorante Melle SAIDI Lilia pour sa participation sa collaboration et son aide qui m'a été d'un grand service, je lui en sais gré.

Enfin, j'adresse un grand merci à mes amis, et à toutes les personnes qui m'ont aidé, de près ou de loin.

Djaad Fethi

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

Mes très chers parents.

Mes frères.

Mes sœurs.

Toute ma famille.

Tous mes amis.

A toute personne que je connais de près ou de loin.

Djaad Fethi

Sommaire

REMERCIEMENTS	2
DEDICACE	3
SOMMAIRE	4
LISTE DES FIGURES	7
LISTE DES TABLEAUX	9
NOMENCLATURE	10
INTRODUCTION GENERALE	13
CHAPITRE 01 GENERALITES SUR LA CLIMATISATION AUTOMOBILE	15
1. INTRODUCTION	16
1.1 DEFINITION ET OBJECTIF DE LA CLIMATISATION.....	16
1.2 HISTORIQUE	16
1.3 CONSTITUANTS D'UNE CLIMATISATION AUTOMOBILE.....	24
1.3.1 Compresseur.....	24
1.3.2 Condenseur.....	25
1.3.3 Détendeur	25
1.3.4 Evaporateur	26
1.3.5 Bouteille déshydratante.....	26
1.3.6 Fluide frigorigène.....	26
1.4 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE CLIMATISATION AUTOMOBILE.....	27
1.5 CONCLUSION.....	28
CHAPITRE 02 MODELISATION MATHEMATIQUE	29
2. Introduction.....	30
2.1 Charges thermique	30
2.1.1 Charge thermique due au rayonnement solaire	32
2.1.1.1 Charge thermique due au rayonnement solaire direct	32
2.1.1.2 Charge thermique due au rayonnement diffus.....	33
2.1.1.3 Charge thermique due au rayonnement solaire reflété	33
2.1.1.4 Charge thermique due au rayonnement solaire total	33
2.1.2 Charge thermique due à l'effet de serre	34
2.1.3 Charge thermique due aux occupants	34
2.1.4 Charge thermique ambiante	34
2.1.5 Charge thermique d'échappement	35

2.1.6 Charge thermique du moteur.....	36
2.1.7 Charge thermique due à la ventilation d'air	36
2.2 Étude de cycle de climatisation automobile	37
2.2.1 Calcul de performance	38
2.2.1.1 Débit massique du fluide frigorigène	38
2.2.1.2 Taux de compression.....	38
2.2.1.3 Rendement du cycle	38
2.2.1.4 Énergies de composants	39
2.2.1.5 Coefficient de performance	39
2.2.2 Calcul de puissance.....	40
2.3 Dimensionnement d'un cycle de climatisation automobile.....	41
2.3.1 Les étapes de dimensionnement d'un échangeur	41
2.3.1.1 Détermination du coefficient d'échange (k).....	41
2.3.1.1.1 Écoulement de fluide intérieur frigorigène (R134a)	41
2.3.1.1.2 Écoulement de fluide extérieur (l'air)	42
2.3.1.1.3 Coefficient global d'échange thermique (k)	42
2.3.1.2 Détermination des températures d'entrée et de sortie des fluides	43
2.3.1.3 Détermination de la surface d'échange	43
2.4 Conclusion	43
CHAPITRE 03 RESULTATS ET DISCUSSIONS	44
3. Introduction.....	45
3.1 Charges thermiques	45
3.1.1 Charge thermique due au rayonnement solaire.....	45
3.1.1.1 Charge thermique due au rayonnement direct.....	45
3.1.1.2 Charge thermique due au rayonnement solaire diffus	46
3.1.1.3 Charge thermique due au rayonnement solaire reflété.....	46
3.1.2 Charge thermique due aux occupants	48
3.1.3 Charge thermique ambiante	49
3.1.4 Charge due à l'échappement et au moteur	50
3.1.5 Charge thermique de ventilation	51
3.1.6 Charge thermique de l'effet de serre.....	51
3.1.7 Bilan de charges thermiques de la cabine	51
3.2 Étude du cycle de climatisation automobile	52
3.2.1 Performances et puissances.....	52
3.3 Dimensionnement du cycle de climatisation automobile	56
3.3.1 Dimensionnement du condenseur.....	56
3.3.2 Dimensionnement de l'évaporateur.....	58
3.4 Conclusion	59
CONCLUSION GENERALE	60

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES	61
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	63
ANNEXES	67
ANNEXE A	68
A.1 Corrélations du rayonnement solaire.....	68
ANNEXE B	70
B. Corrélations de la charge métabolisme.....	70
ANNEXE C	71
C.1 Corrélations du rayonnement salaire diffus.....	71
ANNEXE D	72
D.1 Corrélations de la charge thermique ambiante.....	72
LE TABLEAU 30 FIXE LES VALEURS DES CONDITIONS INTERIEURES DE BASE [51]	72
ANNEXE E.....	73
E.1 Caractéristiques du fluide frigorigène	73
E.2 Cycle de la machine frigorifique	74
E.3 Tracer le cycle sur le diagramme de Mollier	75
ANNEXE F.....	76
F.1 Caractéristiques des différents types de compresseurs.	76
F.2. Caractéristiques des différents types de compresseurs	76
RESUME :	77
ABSTRACT	77
ملخص	77

Liste des figures

Fig. 01- Schéma des éléments d'un system de climatisation automobile	24
Fig. 02- Compresseur	24
Fig. 03- Condenseur	25
Fig. 04- Détendeur thermostatique	25
Fig. 05- Évaporateur.....	26
Fig. 06- Bouteille déshydratante	26
Fig. 07- Principe de fonctionnement du cycle de climatisation automobile	27
Fig. 08- Changes thermiques dans une cabine d'un véhicule	30
Fig. 09- Présentation des quatre endroits de mesures expérimentaux pour	36
Fig. 10- Cycle d'une machine thermique	37
Fig. 11- Echangeurs à courants croisés	41
Fig. 12- Résistance thermique des cylindres creux	42
Fig. 13- Évolution des charges des rayonnements solaire direct, diffuse, reflété et global	47
Fig. 14- Variation de charge thermique de la cabine en fonction de nombre d'occupants	48
Fig. 15- Variation de la charge thermique ambiante en fonction de la vitesse de véhicule	50
Fig. 16- Distribution des charges thermiques.....	52
Fig. 17 Traçage du cycle sur le diagramme P-H	52
Fig. 18- Variation des coefficients des performances (théorique, réel et Carnot) en fonction de la température ambiante.	54
Fig. 19- Variation des puissances de l'évaporateur, du condenseur et du compresseur en fonction de la température ambiante	55
Fig. 20- Variation de rendement en fonction du temps	55
Fig. 21- Cycle thermodynamique idéal, théorique et Réel dans le diagramme P-h	75
Fig. 22- Cycle sur le diagramme de Mollier	75

Liste Des Tableaux

Tableau 01 - Impact du système de climatisation	16
Tableau 02 - Valeurs des coefficients de troubles atmosphériques.....	32
Tableau 03 - Paramètres géométriques et atmosphériques	45
Tableau 04 - Rayonnement direct normal	45
Tableau 05 - Charge totale du rayonnement direct	46
Tableau 06 - Charge totale du rayonnement diffus	46
Tableau 07 - Charge totale du rayonnement réfléti	47
Tableau 08 - Charge thermique due aux occupants	48
Tableau 09 - Température et l'humidité de confort dans la région de Tissemsilt	49
Tableau 10 - Coefficient de la convection thermique	49
Tableau 11 - Charges ambiante	49
Tableau 12 - Charge thermique due à l'échappement et du moteur.....	50
Tableau 13 - Charge thermique de ventilation	51
Tableau 14 - Charges thermiques de la cabine.....	51
Tableau 15 - Propriétés des différents points d'état du cycle de climatisation	53
Tableau 16 - Performances et puissances	54
Tableau 17 - Comparaison des résultats	56
Tableau 18 - Coefficient de transfert interieur du condenseur	56
Tableau 19 - Coefficient de transfert extérieur du condenseur	57
Tableau 20 - Paramètres de structure du condenseur	57
Tableau 21 - Caractéristique géométrique et thermique du condenseur	57
Tableau 22 - Coefficient de convection intérieur de l'évaporateur	58
Tableau 23 - Coefficient de convection extérieur de l'évaporateur	58
Tableau 24 - Paramètres de structure de l'évaporateur	58
Tableau 25 - Caractéristique géométrique et thermique de l'évaporateur	59
Tableau 26 - Corrélations du rayonnement solaire.	68
Tableau 27 - Valeurs de am selon l'orientation	69
Tableau 28 - Valeurs des chaleurs latente et sensible pour différentes activités.....	70
Tableau 29 - Dispositifs de protection solaire.....	71
Tableau 30 - Température extérieure de référence.....	72
Tableau 31 - Caractéristiques climatiques de conditions de base de l'air extérieur.....	72
Tableau 32 - Discription du cycle frigorifique	74
Tableau 33 - Caractéristiques techniques du condenseur.....	76
Tableau 34 - Caractéristiques des différents types de compresseurs	76

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
Symboles Latins		
a	Azimut	degré
C	Facteur de diffusion du ciel	/
C_{cabine}	Chaleur spécifique à pression constante	J/kg.°C
C_{inc}	Coefficient d'incidence	degré
C_0	Facteur de correction de la distance terre-soleil	/
E_t	Épaisseur de tôle	mm
F	Facteur de correction	/
h	Hauteur solaire, enthalpie	Degré, kJ/kg
H	Hauteur du véhicule	m
h_1	Enthalpie de point 1	kJ/kg
h_2	Enthalpie de point 2	kJ/kg
h_3	Enthalpie de point 3	kJ/kg
h_4	Enthalpie de point 4	kJ/kg
h_o	Enthalpie ambiante	kJ/kg
h_i	Enthalpie de la cabine.	kJ/kg
h_{ext}	Coefficient d'échange convectif extérieur	W/m ² .°C
h_{int}	Coefficient d'échange convectif intérieur	W/m ² .°C
IDN	Rayonnement direct normal	W/m ²
k	Coefficient d'échange global	W/m ² .°C
C_p	Chaleur spécifique	KJ/kg.°C
M_{air}	Masse de l'air dans l'habitacle	Kg
O	Orientation de la paroi réceptrice	degré
P_{atm}	Pression atmosphérique	kPa
P_{sat}	Pression de saturation	kPa
Q_{amb}	Charge thermique ambiante	W
Q_{di}	Rayonnement diffus sur la surface vitrée	W
Q_{dir}	Rayonnement direct	W
Q_{global}	Rayonnement global	W
q_{inf}	Débit d'air renouvelé	m ³ /s
Q_{lat}	Chaleurs de latente de passage	W
Q_{occ}	Charge thermique due aux occupants	W

Q_{ref}	Rayonnement reflété sur la surface vitrée	W
Q_{sens}	Chaleurs sensibles de passage	W
$Q_{solaire}$	Charges thermique solaire	W
Q_{vent}	Charge thermique due au renouvellement	W
q_{vent}	Débit d'air	m^3/s
L_c	Longueur de condenseur	m
L_e	Longueur de l'évaporateur	m
R_{ext}	Résistance thermique extérieure	$^{\circ}C/W$
R_g	Rayonnement solaire global	W/m^2
R_{int}	Résistance thermique intérieure	$^{\circ}C/W$
S	Surface de la paroi considérée	m^2
S_v	Surface de paroi réceptrice	m^2
T_{amb}	Température ambiante	$^{\circ}C$
T_{cabine}	Température de la cabine	$^{\circ}C$
T_{cabine}	Température de l'air dans l'habitacle	$^{\circ}C$
T_{ciel}	Température du ciel	$^{\circ}C$
T_{film}	Température du film	$^{\circ}C$
T_{v_ext}	Température extérieure du pare-brise	$^{\circ}C$
T_{v_int}	Température intérieure du pare-brise	$^{\circ}C$
T_{vext}	Température de la face externe du pare-brise	$^{\circ}C$
U	Vitesse	m/s
V_{air}	Vitesse de l'air	m/s
W	Travail mécanique	kJ/kg
X	Taux d'humidité	g
Y	Rapport des rayonnements	W

Symboles grecques

σ	Constant de Stefan-Boltzmann	$W/m^2.K$
α_v	Absorptivité du pare-brise	--
τ_v	Transitivité du vitrage	W
ω	Angle solaire	($^{\circ}$)
δ	Déclinaison de la terre	degré
γ	Azimut rapporté à la paroi	degré
λ	Conductivité thermique	$W/m.^{\circ}C$
λ_{air}	Conductivité thermique de l'air	$W/m.^{\circ}C$
λ_i	Conductivité thermique de la couche considérée	$W/m.^{\circ}C$

	vitrage/enveloppe	
λ_{al}	Conductivité thermique (aluminium)	W/m.°C
ρ_{air}	Masse volumique de l'air	kg/m ³
μ_{air}	Viscosité dynamique de l'air	Pa.s
Φ_C	Puissance de condenseur	kW
Φ_E	Puissance d'évaporateur	kW
Φ_{comp}	Puissance de compresseur	kW
ϕ	L'humidité relative	%
τ	Taux de compression	/
ν	Viscosité cinématique	(m ² /s)

Nombres adimensionnels

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

Abréviation

AH	Angle horaire	degré
COP _{réel}	Coefficient de performance réel	W
COP _{thé}	Coefficient de performance théorique	W
DTLM	Différence de Température Logarithmique Moyenne	°C
hm	Hauteur du soleil à midi	degré
HR	Humidité relative	%
ID _N	Rayonnement direct normal	W
P _{vs}	Pression de la vapeur saturante	Pa
TSVC	Temps solaire vrai coucher	h
TSVL	Temps solaire vrai lever	h

Indices

amb	Ambiante
Atm	Atmosphérique
Dif	Diffus
Dir	Direct
Ext	Extérieure
Inc	Incidence
Int	Intérieure

Lat	Latente
occ	Occupants
Ref	Reflété
sens	Sensibles
Sol	Solaire
Thé	Théorique
ven	Ventilation

Introduction générale

Introduction générale

L'être humain trouve son confort à une température située entre 20 à 27°C et à une humidité entre 35 à 60%. Au-delà de ces conditions physiques les gens se sentent mal à l'aise et perdent leur sensation de confort.

En raison de la température élevée de l'environnement, l'utilisation du système de climatisation est nécessaire pour offrir plus de confort au conducteur et aux passagers en déplacement. En effet, comme la plupart des innovations dans l'automobile, plusieurs technologies en relation avec le confort thermique ont été développées.

Par ailleurs, pour une conduite sans fatigue et un confort de conducteur, la climatisation automobile exerce une influence directe sur le conducteur. Aujourd'hui quasiment la totalité des véhicules sont équipés par des climatiseurs, afin d'assurer une température agréable dans l'habitacle, assurer la qualité de l'air, l'humidité relative, la vitesse de l'air et le niveau sonore.

Etant donné que la climatisation se compose d'un système de ventilation (pulsation de l'air), un système de production de froid (circuit frigorifique) et d'un système de chauffage (circuit calorifique), une augmentation de la consommation de la climatisation engendre une augmentation de la puissance du moteur.

➤ Dans ce contexte, une étude de dimensionnement d'un système de climatisation automobile fait l'objet de cette présente étude. Pour cela, une voiture Peugeot 207 fonctionnant sous les conditions climatiques de la Wilaya de Tissemsilt a été choisie dans le but d'améliorer les performances et obtenir moins de consommation relative et une énergie suffisante pour le véhicule. Il s'agit d'étudier le bilan thermique de la cabine véhicule, et cela en développant un modèle mathématique pour évaluer les besoins énergétiques.

Outre l'introduction et la conclusion, le présent travail est subdivisé en trois chapitres :

➤ Le premier chapitre est consacré à une présentation générale sur la climatisation automobile, où nous allons présenter l'historique, ses différents composants et son principe de fonctionnement.

➤ Le second chapitre s'articule autour de trois points essentiels, le premier point traite les charges thermiques qui peuvent chauffer l'habitacle, la présentation et l'étude thermodynamique du cycle constitue le deuxième point, Quant au troisième point, est dédié au dimensionnement du cycle.

➤ L'analyse des résultats et leurs discussions font l'objet du troisième chapitre.

Finalement, des annexes apportant des brèves informations dans le contexte de l'analyse de ce système ont été présentées.

Chapitre 01

Généralités sur la climatisation automobile

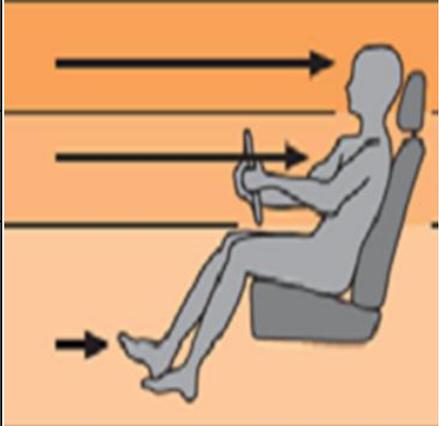
1. Introduction

Afin d'assurer une bonne visibilité, une vigilance et un confort thermique pour le conducteur, la climatisation résout tous ces préoccupations. Nous allons présenter succinctement l'historique, l'importance et les différents systèmes de climatisations, structure et fonctionnement, leurs risques et leurs avantages de la climatisation. De plus, une synthèse bibliographique a été exposée qui nous a permis d'exposer l'état des lieux sur les systèmes de climatisations automobiles afin de voir les paramètres essentiels qui influent sur leurs performances.

1.1 Définition et objectif de la climatisation

La climatisation automobile est le processus par lequel l'air est refroidi, nettoyé et déshumidifié avant d'entrer, ou ré-entrer l'habitacle du véhicule. Principalement, un système de conditionnement d'air élimine la chaleur de l'habitacle en l'absorbant et le portant à l'extérieur[1]. La climatisation automobile est l'ensemble des moyens permettant de maintenir l'atmosphère de l'habitacle à une pression, à un degré d'humidité et à une température donnés. Alors, l'objectif principal étant d'assurer la visibilité, la vigilance et le confort thermique à bord du véhicule[2].

Tableau 01 - Impact du système de climatisation

Zone		Avec climatisation	Sans climatisation
Tête		23 °C	42 °C
Milieu		24 °C	40 °C
Pieds		28 °C	35 °C

1.2 Historique

Le système de climatisation regroupe l'ensemble des moyens utilisés pour maintenir l'habitacle à une atmosphère constante (température, pression et humidité). Les civilisations grecques et égyptiennes utilisaient l'effet d'évaporation de l'eau à travers les vases et les jarres poreux. C'est au XIXème siècle que sont apparues les premières machines frigorifiques à compression de fluide [3];

- 1834 : Jacob PERKINS, de Londres, construit la première machine de réfrigération à compression mécanique avec de l'éther comme réfrigérant [4];

- 1930 : grâce à l'étude théorique du chimiste belge Frédéric SWARTS, le grand essor de l'industrie du froid s'installe, avec la mise au point par une société américaine d'un nouveau fluide frigorigène « Le DICHLORODIFLUOROMETHANE (R12) ».Le premier dispositif pratique de climatisation automobile s'est développé par Packard en 1939 [5];
- 1950 : Général Motors met en place des glaces teintées sur ses véhicules pour réduire la température intérieure engendrée par rayonnement [6];
- 1955 : les premiers systèmes de conditionnement d'air font leur apparition sur des véhicules américains type Chevrolet. l'ensemble du système était pré -assemblé par Frigidaire à l'usine de Dayton (Ohio) et mis en place sur environ 3500 véhicules durant la même année [7];
- 1960 : les concepteurs aboutissent à combiner le système de réfrigération à celui de chauffage[7] ;
- 1970 : les constructeurs européens adoptent la climatisation dans leurs véhicules[7];
- 1980 : apparition des premiers systèmes de climatisation automatisés sur les véhicules[6];
- Au milieu des années 90, près de 90% des véhicules américains sont climatisés, contre seulement 20% en Europe.
- 1991 : la SAAB 9000 turbo est le premier véhicule à recevoir du fluide frigorigène R 134a sans chlore dans son installation de climatisation[6] ;
- 1995 : certains pays, dont la France et l'Allemagne, interdisent les produits à base de chlore dans les systèmes de réfrigération [6];
- Depuis 2002, plus de la moitié (60%) des véhicules, toutes gammes confondues, sont équipés de série d'un système de climatisation ou d'air conditionné[8].

Cette croissance ne peut que s'accroître dans les années futures, notamment les qualités du bien-être apporté par le conditionnement de l'air de l'habitacle des véhicules automobiles.

La climatisation automobile est devenue une exigence fondamentale du confort. Pour cette raison les concepteurs visent à améliorer les performances de la climatisation, en faisant des études expérimentales et théorique sur les différents paramètres qui influent ce système.

Il existe plusieurs chercheurs qui s'intéressent aux fluides réfrigérants, afin d'apporter plus d'efficacité aux systèmes de climatisation.

Les fluides halo-carboniques comme ; R142b, R114, R113, R141b, sont largement utilisés, ils offrent des valeurs de COP supérieures par rapport aux autres fluides. Une étude expérimentale faite par Halton et al. (1999). [9], montre que l'utilisation des fluides de très grande masse moléculaire engendre un meilleur COP. Le COP dépend principalement du fluide frigorigène utilisé dans le système de climatisation. Sun et al. (1997) [10] avaient montré que le COP arrive à sa valeur minimale lorsque le fluide frigorigène est de l'eau, en revanche, il augmente grandement avec le fluide R22 quant à Rogdakis et al.(2000)[11] montrent dans leurs études qu'une machine frigorifique fonctionnant avec l'ammoniac passe d'un COP qui varie entre 0.042 et 0.446.

Une étude expérimentale faite par C. Aprea et al.(2000) [12] dans le but de mesurer les coefficients de transfert de chaleur moyens de R22 et de R407C au sein d'un évaporateur, le flux thermique était dans un éventail de 1,9 à 9,1 kW/m et le flux massique était dans un éventail de 30 à 140 kg/m². Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur de R22 est toujours plus élevé que celui de R407C.

Dilek Ozlem Esen et al. (2007) [13] ont réalisé une étude d'évaluation des performances d'un système de climatisation automobile, en utilisant R134a, ils ont effectué une analyse énergétique sur un système de climatisation automobile, où ils ont été appliqués des charges thermiques dans la gamme de 1500 et 2850 W, et la température de condensation était variée de 50-60°C pour chaque charge thermique. Ainsi qu'ils ont variés les vitesses de compresseur dans valeurs 600, 800, 1000, 1200, 1400 tr/min pour chaque température de condensation et la charge thermique de combinaison. Ils ont conclu que le compresseur influe grandement sur l'énergie dans le circuit frigorifique. Cela signifie que des études complémentaires devraient se concentrer sur le compresseur afin d'améliorer les performances énergétiques du système.

Une étude de performance de mélange à faible PRP (R1234yf/R134a) a été présentée par les chercheurs Zhaofeng Meng et al. (2018) [14], ils ont réalisé la performance du mélange à faible PRP en remplaçant (R1234yf/R134a) par R134a dans les systèmes de la climatisation automobile, la performance d'un nouveau réfrigérant (R1234yf/R134a) était alternativement mesurée comme celle au R134a dans les systèmes de climatisation automobile. Les résultats des tests montrent que les capacités des échangeurs (R1234yf/R134a) et les R134a sont similaires, COP du (R1234yf/R134a) était inférieur à celui du R134a de 4 à 9 %, compresseur moyen la température de décharge du (R1234yf/R134a) était jusqu'à 10 °C plus basse que celle du R134a en mode de refroidissement et de chauffage. Le (R1234yf/R134) peut être remplacé le R134a dans les systèmes de climatisation automobiles.

D'autres chercheurs sont passionnés sur l'amélioration de puissance de cycle, tout en variant sur certaines propriétés comme la qualité et le choix des composants de système. Yadollah F et al. (2008) [15] ont utilisé l'indice de Fanger comme retour du régulateur du système de climatisation automobile d'une Peugeot 206. Les Modèles thermiques de l'habitacle et du système de la climatisation sont développés. La capacité de refroidissement de l'évaporateur est choisie comme critère de consommation d'énergie. Deux contrôleurs de flous sont conçus : l'un avec une température comme retour et l'autre avec l'indice PMV comme retour. Les résultats montrent que le contrôleur de rétroaction PMV présente une meilleure régulation du confort et de la consommation d'énergie thermique que celle du système avec le retour de la température. Ensuite, les paramètres du régulateur sont optimisés par l'algorithme génétique. Les résultats indiquent que le niveau de confort thermique est encore accru alors que la consommation d'énergie est diminuée.

D'autre part Tashtoush. et al.(2015) [16] avaient travaillé sur l'influence de la température de l'évaporateur sur la performance du cycle de réfrigération à éjecteur. Ils sont arrivés à trouver que le COP du système et la pression critique de la condensation est croissant en augmentant la pression.

Une étude d'un système de climatisation automobile comportant deux évaporateurs et un compresseur a été présentée par Amod A. et al. (2015) [17], ils ont réalisé une étude sur le développement d'un système multi-évaporateurs (2 évaporateurs) pour maintenir les différentes températures de fonctionnement dans les évaporateurs avec un seul compresseur et un seul détendeur. La température désirable est entre 18°C et 22°C dans la cabine du véhicule. Les systèmes multi-évaporateurs donnent la valeur la plus élevée du coefficient de performance par rapport à un système à un seul évaporateur.

Par ailleurs, le développement des modèles mathématiques qui calculent les charges thermiques afin d'améliorer les performances et de réduire la consommation d'énergie fait l'objet de plusieurs études à savoir:

Fletcher et al. (1994) [18] ont montré que, les fuites se produisent en fonction de la différence de pression entre la cabine et l'environnement ainsi que la vitesse du véhicule.

J Selow et al. (1997) [19] avaient développé un véhicule virtuel basé sur des corrélations expérimentales pour chaque composante importante du véhicule. Le véhicule virtuel a été divisé en différents modules dont l'un était le climat de la cabine. Cette opération simultanée pourrait fournir des estimations sans la nécessité de faire les expériences lourdes et coûteuses.

Ding et al. (2001) [20] ont également utilisé un modèle global pour la cabine et résolu analytiquement l'équation différentielle de transfert de chaleur transitoire correspondant. Leur solution analytique peut être utilisée comme un point de repère pour les problèmes de base comme le test de refroidissement.

L'air frais est autorisé à entrer dans la cabine du véhicule pour maintenir la qualité de l'air pour les passagers. Arndt et al.(2004) [21] ont estimé cette exigence minimale pour différents nombres de passagers (13% d'air frais est nécessaire pour un seul passager).

Mezrhab et al. (2006) [22], ce travail décrit un modèle numérique pour étudier le confort thermique à l'intérieur de l'habitacle d'une voiture touristique en fonction des conditions climatiques et des matériaux qui les composent. Le modèle numérique développé est basé spécifiquement sur la méthode nodale et la méthode des différences finies. Ses spécificités sont: le mode transitoire, la prise en compte de la convection, conduction et le transfert de chaleur par rayonnement combinée avec le couplage de deux bandes spectrales (ondes courtes et ondes longues rayonnement) et deux flux solaires (Direct et diffus). L'habitacle est subdivisé en plusieurs nœuds solides (matériaux constituant le compartiment) et les nœuds fluides (volumes d'air dans le compartiment). L'établissement de l'équilibre de chaleur pour chaque nœud donne l'évolution de sa température. Les effets du rayonnement solaire, les types de vitrages, la couleur de la voiture et propriétés

radiatives des matériaux constituant le compartiment sont étudiées. Il a été montré que : pour un véhicule en stationnement face au soleil, l'air et les matières atteignent des températures importantes d'environ 100 °C pour le tableau de bord. Une réduction considérable de la température à l'intérieur du compartiment est provoquée par l'utilisation d'un vitrage réfléchissant et une couleur blanche de la carrosserie de la voiture. Lorsque le véhicule tourne avec la climatisation, les températures des nœuds solides directement exposés aux coups de froid et à l'aération diminuent significativement.

Khayyam et al. (2009) [23] ont présenté une méthode de calcul des différents types de charges thermiques rencontrés dans un véhicule Nissan Pulsar (1995). Cette méthode a été par la suite utilisée pour estimer la capacité de refroidissement global du système de climatisation projeté et qui a été introduit dans un système de gestion de l'énergie basé sur un contrôleur intelligent afin d'assurer une réduction de la consommation d'énergie du système de conditionnement d'air. Les simulations ont été menées avec et sans système de gestion d'énergie. Les simulations montrent que ce dernier peut fournir la température de confort aux passagers en utilisant une quantité réduite de carburant. La consommation totale d'énergie pour deux simulations menées était autour de 14,4 et 7,59 MJ par 2400 secondes, respectivement.

Yinhua Zheng et al. (2011) [24] avaient présenté une méthode pour calculer la charge thermique d'un véhicule, cette méthode est basée sur le gradient de température. Ils ont trouvé que les résultats de la charge de refroidissement sont très proches avec ceux des valeurs testées.

Zheng et al. (2011) [24] ont conçu une méthode pour calculer les charges thermiques de véhicule, Ils ont calculé les différentes charges thermiques telles que les apports dus au rayonnement et les apports ambiants. Une étude de cas a été effectuée et les résultats ont été validés. Les différentes charges ont été calculées séparément et additionnées pour donner le gain de chaleur ou la perte totale de l'habitacle du véhicule.

Un autre travail présenté par Weiwei Liu et al. (2011) [25] sur la l'élaboration d'un modèle mathématique pour simuler la charge de climatisation d'un train YZ_{25G} dans les conditions ambiantes moyennes pendant le mois le plus chaud (Juillet) quand il se déplace dans les trois principales lignes de chemin de fer de la Chine. Les effets des conditions ambiantes et le stockage thermique sur la variation de la charge de refroidissement ont été discutés. Les résultats ont indiqués que les charges de refroidissement maximales totales se situaient entre 40,4 et 43,8 kW, et le minimum entre 4,5 et 33,7 kW. Les auteurs ont remarqué que, la charge due à la ventilation représente le facteur le plus important, tandis que les contributions de la conduction et de radiation ont été très limitées en raison de leur faible proportion (<5%).

Une modélisation thermique d'un habitacle d'automobile a été réalisée par Sanaye. S et al. (2011) [26] pour prédire la température de l'air à l'intérieur du véhicule. Les charges thermiques ont été estimés et les équations du bilan de conservation de masse et d'énergie pour l'air sec et la vapeur d'eau avec l'introduction d'un nouveau paramètre (taux de circulation de l'air) ainsi que les

équations de bilan des composants internes de l'habitacle ont été établis et résolus simultanément. Les résultats du modèle thermique proposé ont été comparés avec les données issues à partir d'essais expérimentaux. Cette comparaison a montré une bonne concordance. L'analyse paramétrique des trois paramètres, à savoir la vitesse du véhicule, le nombre de passagers, et le débit d'air du système de climatisation a montré l'importance de ces paramètres pour prévoir la température de l'air de l'habitacle. La lecture des résultats de la modélisation ont montré que l'augmentation/diminution de la taille de l'habitacle de 20%, et après 20 minutes de fonctionnement du système de climatisation, la température intérieure augmente/diminue de 1,2 et 1,5 °C respectivement par rapport avec la température de l'habitacle fixée. En outre, avec l'augmentation de la capacité de refroidissement de l'évaporateur de 20%, la température de l'air de l'habitacle décroît de 4 °C par rapport à la température fixée après 30 minutes de fonctionnement du système de climatisation à l'arrêt et au fonctionnement du moteur.

De plus, Sepehr Sanaye et al. (2013) [27] ont étudié le confort thermique dans une automobile. Tout d'abord, la modélisation du système de traitement d'air, les charges thermiques à l'intérieur et la modélisation de la cabine ont été entreprises dans le but d'obtenir la température et l'humidité relative de l'air intérieur du véhicule. Ensuite, un régulateur flou avec plus ou moins efficaces (deux paramètres de vitesse de l'air et le pourcentage d'air en circulation) a été appliqué au modèle de commande de la température de l'air à l'intérieur. Les résultats ont montré que, grâce à l'application du régulateur flou, moins de temps est nécessaire pour réguler la température de la cabine (20°C température désirée). Cela diminue la durée de fonctionnement du système de climatisation qui provoque un effet important sur le taux de consommation de carburant d'automobile.

Un autre article sur l'étude numérique et la variation de la puissance de refroidissement dans un compartiment de voiture de métro est présenté par Wenhua Li et Jian Sun (2013) [28]. Les conditions climatiques extérieures, l'état intérieur, la vitesse du compartiment, le volume d'air frais, le temps solaire et le nombre de passagers sont les facteurs clés pour la simulation et l'analyse numérique. L'étude est tout d'abord effectuée sur un compartiment sans unité de climatisation. Ensuite, l'ensemble du système qui comprend l'unité de conditionnement d'air sont étudiés. Chaque composant du système est résolu individuellement et le système peut être construit en connectant les composants nécessaires via les ports ou nœuds. Les modèles du condenseur et de l'évaporateur ont été validés avec des données expérimentales issues de la littérature. Les résultats des simulations montrent qu'au fur et à mesure que la vitesse augmente à une certaine vitesse, la capacité de refroidissement reste stable. Les auteurs ont observés une influence considérable de la température de dimensionnement et du renouvellement d'air sur la puissance de climatisation.

Une méthode du bilan thermique (HBM) est présentée par Mohammad Ali Fayazbakhsh et al. (2013) [29] pour estimer les charges de chauffage et de refroidissement d'un véhicule. Le modèle proposé utilise la géométrie de la cabine et les propriétés des matériaux comme des entrées.

Des matériaux typiques et une géométrie simplifiée d'un véhicule électrique hybride sont considérés pour une étude paramétrique en temps réel. Le modèle est implémenté dans un code de calcul applicable aux conditions de conduite arbitraires. Deux conditions différentes de conduite et d'ambiances sont simulées pour trouver la contribution et l'importance de chacune des charges thermiques. Le cycle de conduite normalisé Supplémentaire Federal Test Procedure (SFTP) est mis en œuvre dans les simulations pour deux villes du Nord-Américain et les résultats sont comparés. Les simulations montrent que certaines catégories de charges telles que les charges du moteur, échappement, et le rayonnement réfléchi sont souvent négligeable, tandis que d'autres tels que les charges ambiantes, les charges dues à la ventilation peuvent jouer des rôles importants dans la variation de la température de la cabine.

Dans l'étude d'Ozgun Solamz et al. (2014) [30], une prédiction des charges thermiques horaire d'un véhicule a été mise en œuvre utilisant la méthode artificielle réseaux de neurones (ANNS). La charge de refroidissement a été calculée le long de la saison (du 1^{er} Mai au 30 Septembre) pour les villes : Antalya, Konya, Mersin, Mugla et Sanliurfa en Turquie. Sept neurones ont été utilisés comme signaux d'entrée à savoir la latitude, la longitude, l'altitude, le jour de l'année, l'heure de la journée, moyenne horaire de la température de l'air ambiant et le rayonnement solaire horaire. Enfin, le COP du système de climatisation a été calculé. Une très bonne concordance entre les valeurs mesurées et calculées a été observée, pour cette raison, le modèle peut être utilisé avec succès partout en Turquie ou dans le monde en vue de la conception du système de climatisation automobile.

Un modèle thermique et dynamique simplifié de l'habitacle d'un véhicule est proposé et validé par David Marcos et al. (2014) [31]. Le modèle développé peut être utilisé pour la conception et les essais du système de chauffage, de ventilation et de climatisation et pour l'étude de ses effets sur les performances et la consommation de carburant des véhicules, à savoir les véhicules électriques ou hybrides. Le modèle en question est basé sur les équations théoriques du transfert de chaleur, de l'inertie thermique et du rayonnement solaire. Le modèle a été testé dans trois différentes conditions: arrêté et inoccupés tout en plein air, arrêté et inoccupée à l'intérieur, et fonctionnant avec une seule personne. Ce dernier a été validé en tenant compte de l'habitacle d'un véhicule équipé d'un réseau de capteurs de température. La comparaison démontre une bonne précision entre les résultats de la simulation et les résultats réels.

Un nouvel outil de calcul a été présenté par Jan Pokorny et al. (2014) [32] où la simulation de la température de l'air et les charges thermiques de l'habitacle d'une voiture est faite dans des conditions climatiques réelles. Ce dernier vise à concevoir un système de climatisation et de gestion thermique globale de la cabine de la voiture, pendant la première phase de fabrication de la voiture. Les avantages principaux sont la rapidité d'analyse du comportement thermique de l'habitacle et la gestion des études de sensibilité de l'environnement de l'habitacle par rapport au

changement de diverses propriétés à savoir : les matériaux, la géométrie et les conditions aux limites. Le logiciel a été développé en MATLAB comme une fenêtre autonome, avec une interface utilisateur graphique. L'interface graphique permet de visualiser les données d'entrée et les données GPS d'une part, et également les données de sortie traitées comme les températures de surfaces, le rayonnement solaire, la température de l'air et l'humidité spécifique d'autre part. Les données de sortie peuvent être visualisées à chaque pas de temps du scénario considéré. Le modèle de transfert de chaleur a été validé sur la ŠKODA FELICIA Combi pour les essais d'hiver, d'automne et d'été pour les deux cas : en stationnement et en conduite.

Torregrosa-Jaime et al. (2015) [33] avaient développé un modèle thermique transitoire de l'habitacle d'un minibus et validé avec des données expérimentales, le modèle peut être utile pour l'analyse et le dimensionnement des systèmes de climatisation automobiles. L'analyse des charges thermiques effectuées sur le minibus a montré que l'effet du rayonnement solaire est important sur le comportement thermique de la cabine pour les conditions extérieures réelles. Enfin, la capacité de refroidissement requise à l'état d'équilibre a été calculée en tenant compte des conditions de conception. Le renouvellement d'air peut prendre de 7% à 53% de la capacité de refroidissement requise en fonction de la température ambiante, tandis que le rayonnement solaire passant à travers le vitrage représente entre 18% et 31% de la demande de climatisation. Cependant, le contrôle de renouvellement d'air et l'utilisation de vitrage teinté peuvent entraîner une réduction significative (une baisse de 0,2 dans la transmittivité du vitrage peut conduire à une réduction 3,3% de la capacité de climatisation).

Un travail présenté par Hoseong. L et al. (2015) [34] sur la modélisation est le développement d'un modèle thermique transitoire du compartiment d'une voiture touristique pour étudier le comportement dynamique des conditions thermiques intérieures sous diverses conditions de fonctionnement. Le modèle mis au point est validé par comparaison avec les données expérimentales et une erreur de 5% a été constatée. Le modèle ainsi validé est ensuite appliqué pour la conception des systèmes de conditionnement de l'air automobile. Le nouveau concept de cycle de saturation (cycle en quatre étapes avec l'injection de réfrigérant à deux phases) est appliqué et modélisé pour améliorer l'efficacité et de réduire la consommation d'énergie. L'étude a montré que le concept du cycle de saturation pourrait améliorer l'efficacité du système de 23,9% et de réduire la consommation d'énergie de 19,3%. Enfin, plusieurs réfrigérants alternatifs sont appliqués et leur performance a été discutée.

1.3 Constituants d'une climatisation automobile

Le Système de climatisation automobile est basé sur le cycle à compression de vapeur, en particulier, les cycles à compression de gaz sont à la base de la presque-totalité des systèmes de climatisation automobile. Ce cycle dont la technologie est assez bien maîtrisée, est composé de quatre phases (compression, condensation, détente et évaporation) qui correspondent aux quatre composants principaux de ce système: un compresseur, un condenseur, un détendeur et un évaporateur. Un réfrigérant ou fluide frigorigène est utilisé pour mettre en contact ces quatre éléments et former ainsi un cycle continu.

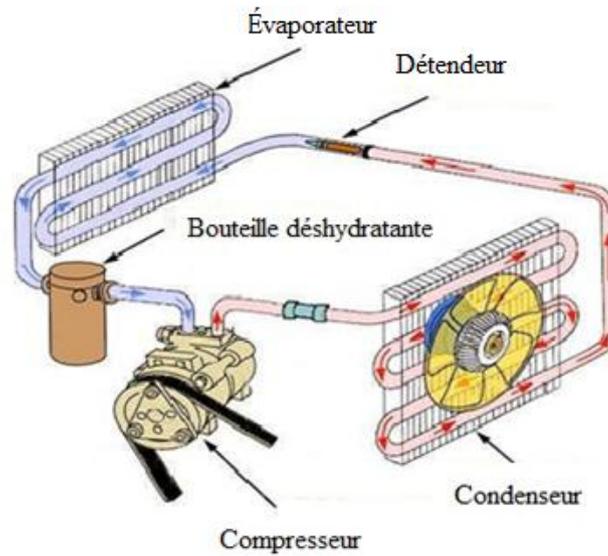


Fig. 01- Schéma des éléments d'un system de climatisation automobile [02]

1.3.1 Compresseur

Le rôle du compresseur est de comprimer le fluide pour augmenter la température et la pression. Les compresseurs sont entraînés directement par le moteur du véhicule, le plus souvent par l'intermédiaire d'une courroie ou d'un embrayage électromagnétique[1]

Il existe différentes technologies de compresseurs, les plus couramment employés actuellement en automobile sont les compresseurs à plateau oscillant, qui commandent le déplacement alternatif de plusieurs pistons.

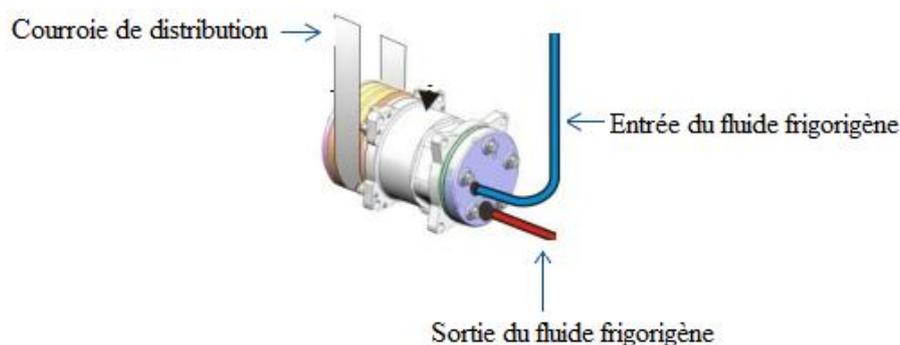


Fig. 02- Compresseur [35]

1.3.2 Condenseur

Il s'agit d'un échangeur thermique placé à l'avant du véhicule, entre le radiateur de refroidissement du moteur et le groupe moto ventilateur. Il permet la liquéfaction du fluide frigorigène gazeux provenant du compresseur : le fluide se liquéfie dans le condenseur par l'échange thermique causé par l'air frais qui le traverse. Le condenseur a pour fonction d'évacuer la chaleur de l'habitacle du véhicule ainsi que l'énergie consommée par le compresseur [1].

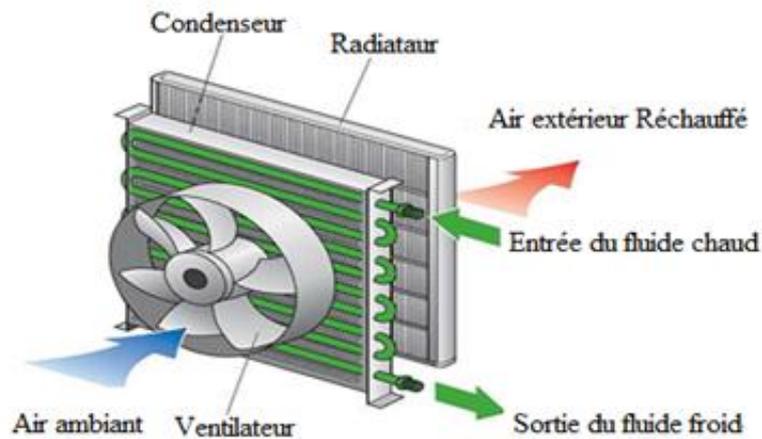


Fig. 03- Condenseur [35]

1.3.3 Détendeur

Son rôle est de détendre le liquide frigorigène arrivant à l'état de liquide à haute pression, pour le transformer en liquide à basse pression ; pour assurer la pression d'évaporation, le phénomène de détente provoque une chute de température jusqu'à la température critique, et une évaporation partielle. Le détendeur contient généralement un thermostat qui permet de réguler le débit par la variation de la température du gaz en sortie de l'évaporateur [1].

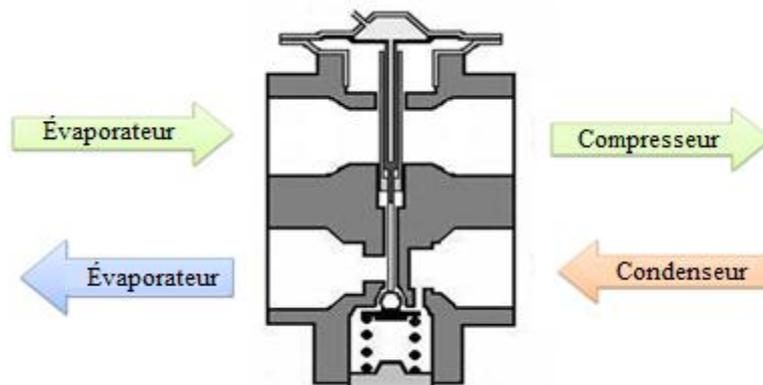


Fig. 04- Détendeur thermostatique [35]

1.3.4 Evaporateur

Il s'agit d'un échangeur thermique. Son rôle est d'assurer la transformation complète du liquide frigorigène en gaz après son passage dans le détendeur. Au cours de l'évaporation ; le fluide absorbe l'énergie de l'air envoyé dans l'habitacle qui se refroidit en traversant le faisceau de l'évaporateur [1].

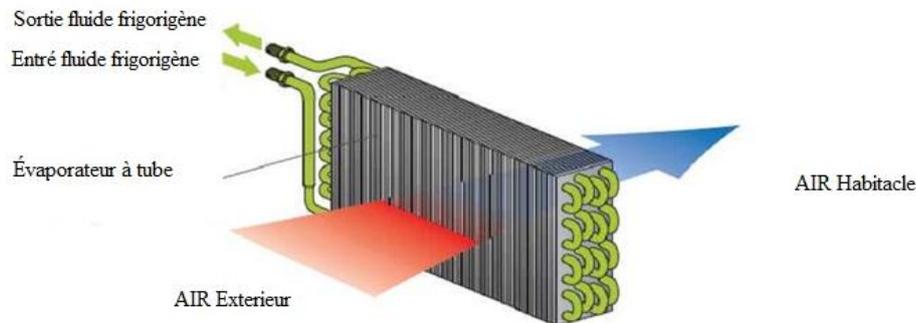


Fig. 05- Évaporateur [35]

1.3.5 Bouteille déshydratante

Elle est placée à la sortie du condenseur, elle sert comme un réservoir pour le liquide frigorigène, elle est composée d'un filtre qui sert à retenir les impuretés subsistant dans le circuit et de sels dessiccateurs qui absorbent l'humidité [1].

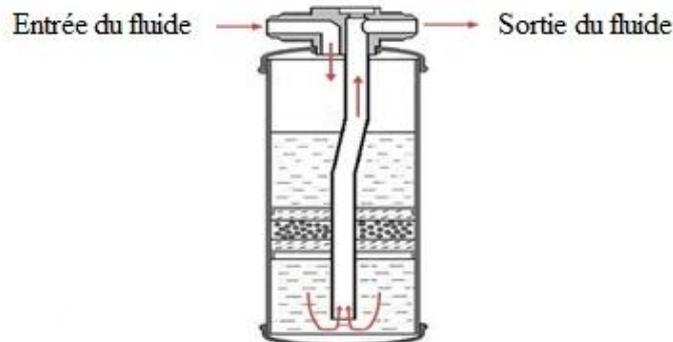


Fig. 06- Bouteille déshydratante [35]

1.3.6 Fluide frigorigène

Son rôle est de permettre les échanges de chaleur par ses changements d'états (évaporation et condensation). Jusqu'en 1995 le fluide frigorigène employé était le R12, il s'agit d'un chloro fluoro carbone (fréon) qui possédait deux graves inconvénients, il a été remplacé par le fluide R134a, il s'agit d'un hydro fluoro carbone qui ne contient pas d'atome de chlore et qui participe douze fois moins au réchauffement climatique que le R12. Les fluides frigorigènes à base d'hydrofluorocarbures (HFC – R134a) sont bien plus nocifs pour l'environnement que le dioxyde de carbone, puisque, du point de vue de l'effet de serre, les hydrofluorocarbures ont un pouvoir de réchauffement global de 1300 à 1700 fois supérieur au dioxyde de carbone [36].

1.4 Principe de fonctionnement de climatisation automobile

La climatisation automobile est basée sur le cycle de compression, consiste à absorber de la chaleur dans le volume à traiter en l'occurrence l'habitacle de la voiture. Le climatiseur fonctionne comme un réfrigérateur domestique à compression. Un fluide frigorigène spécifique, qui change d'état (gazeux ou liquide) et de pression dans les différentes zones du circuit, génère un phénomène de transfert de chaleur [2]

Pour comprendre le principe physique de fonctionnement, on peut suivre le parcours du fluide frigorigène en partant du compresseur. Le fluide frigorigène à l'état gazeux est comprimé donc s'échauffé ; il peut atteindre par exemple 90°C mais tout dépend de ses propriétés physiques. A la Sorti du compresseur, le gaz arrive dans le condenseur où il rencontre à travers cet échangeur la source chaude, sa température baisse (désurchauffe) par exemple jusqu'à 45°C (la source chaude est plus froide que le fluide), puis il se liquéfie [2].

Deux phénomènes de transfert de chaleur sont alors mis en jeu : un abaissement de température qui représente environ 15% de l'énergie totale échangée dans le condenseur et une quantité de chaleur échangée grâce à la chaleur latente de liquéfaction. En effet, au cours du changement d'état (gaz / liquide), le fluide va céder de la chaleur à température constante 45°C

Suivant le dimensionnement de l'échangeur (condenseur), le fluide entièrement liquide peut perdre quelques degrés (par exemple de 45°C à 40°C). Le fluide frigorigène liquide passe à travers un détendeur, sa pression chute (par exemple de 20 bars à 2 bars), ce qui provoque une baisse de température brutale du fluide (-10°C) et une évaporation partielle. A ce stade le fluide frigorigène constitue un mélange de gaz et de liquide (gouttelettes). En contact avec la source froide (à travers l'évaporateur), le fluide va bouillir (évaporation : transformation en gaz) en absorbant de la chaleur à température constante (-3°C : surchauffe ; le fluide est plus froid que la source froide). L'évaporation représente plus de 80% de l'énergie mise en œuvre pour capter de la chaleur à la source froide, le reste provient de la détente du fluide .en sortant de l'évaporateur, le gaz est aspiré par le compresseur et le cycle se poursuit (voir la fig. 8) [2].

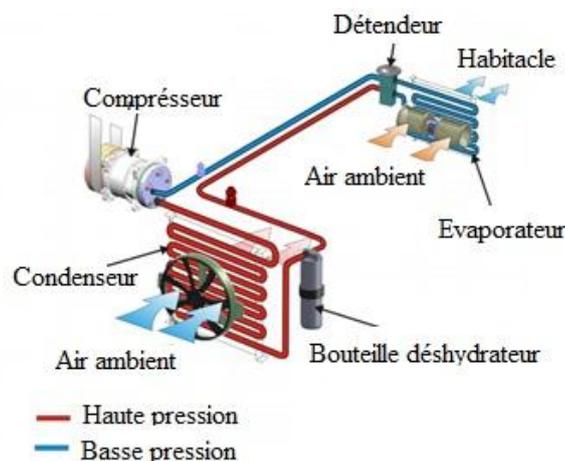


Fig. 07- Principe de fonctionnement du cycle de climatisation automobile [37]

1.5 Conclusion

Dans ce chapitre a été passé en revue le fondement théorique et les travaux de recherches réalisées dans ce domaine. Une description d'un système de climatisation automobile a été présentée. De plus, cette partie nous a permis de se familiarisé avec les différents composants et son principe de fonctionnement.

Chapitre 02

Modélisation mathématique

2. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons traiter trois points de base dans l'étude du dimensionnement de la climatisation automobile ; le premier point dans lequel nous allons calculer les charges thermiques qui peuvent influencer sur l'habitacle de véhicule, le second est dédié au calcul des puissances et la performance du cycle en question et finalement le dimensionnement des échangeurs de chaleur.

2.1 Charges thermique

Le véhicule se déplace dans des conditions très différentes, et est affecté par de nombreuses charges thermiques différentes à savoir les rayons solaires, la différence de température entre l'habitacle et la température ambiante, la charge thermique des occupants et ventilation de l'air (Fig.08) et (organigramme de la modélisation).

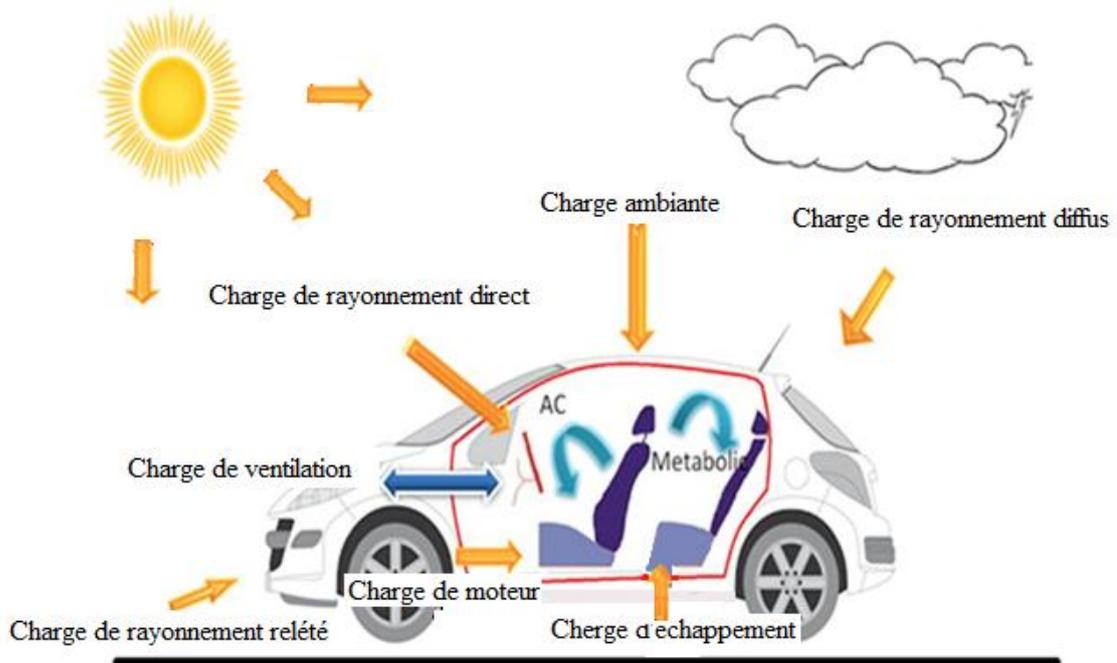
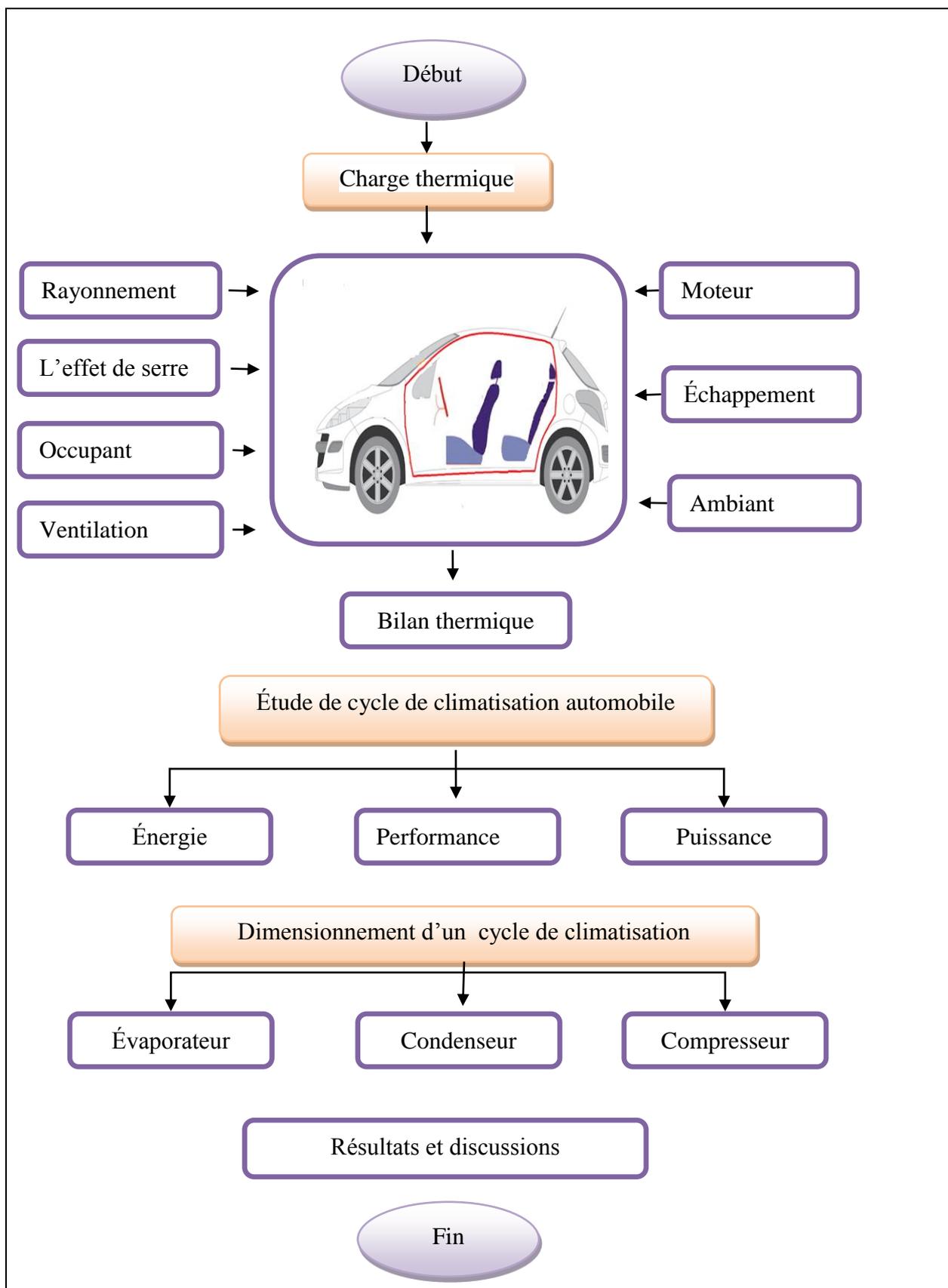


Fig. 08- Les charges thermiques dans une cabine d'un véhicule

Organigramme de la modélisation



2.1.1 Charge thermique due au rayonnement solaire

On distingue trois types de rayonnement solaire, à savoir rayonnement direct, rayonnement diffus, et rayonnement reflété. L'ensemble de ces trois rayonnements est dit rayonnement total.

2.1.1.1 Charge thermique due au rayonnement solaire direct

Le rayonnement direct est la lumière provenant directement du soleil et peut être calculée selon la formule suivante [38]

$$Q_{dir} = S I_{dir} \quad (2.1)$$

2.1.1.1.1 Charge due au rayonnement direct normal

$$I_{DN} = I_0 \cdot C_0 \cdot A \cdot \exp\left[-\frac{B \cdot m \cdot P}{1000}\right] \quad (2.2)$$

Avec :

I_0 : c'est la puissance incidente 1 m² perpendiculaire au rayonnement solaire = 1367 w/m²[39] ;

C_0 : facteur de correction pour tenir compte de la variation de la distance terre-soleil.

$$C_0 = 1 + 0,0034 \cdot \cos\left[300 \cdot (Nm - 1) + Nj\right] \quad (2.3)$$

A, B : coefficient pour tenir compte des conditions météorologiques [40]

Tableau 02 - Valeurs des coefficients de troubles atmosphériques

	Ciel pur	Conditions normales	Zones industrielles
A	0.87	0.88	0.91
B	0.17	0.26	0.43

La masse atmosphérique se calcule comme suite :

$$m = \frac{1}{\sin(h)} \quad (2.4)$$

P : la pression atmosphérique donnée en fonction de l'altitude du véhicule donnée par l'expression:

$$p = 985 - \frac{z - 150}{10} \quad (2.5)$$

Avec :

Z : altitude du lieu.

Angle d'incidence du rayonnement direct sur paroi :

$$\cos(\theta) = \cos(h) \cdot \cos(\gamma) \cdot \sin(\alpha) + \sin(h) \cdot \cos(\alpha) \quad (2.6)$$

α : inclinaison de la paroi (0° pour une paroi horizontale).

Pour le calcul du rayonnement direct en part d'IDN par la relation suivante[41] :

$$I_D = I_{DN} \cdot \cos(\theta) \cdot Aff \quad (2.7)$$

Aff : facteur d'affaiblissement dû aux masques proches aux ombrages par l'horizon et aux brise-soleil (voir Annexe A).

2.1.1.2 Charge thermique due au rayonnement diffus

Le rayonnement diffus est le rayonnement émis par des obstacles (nuages, sol) et provient de toutes les directions, La part du rayonnement diffus n'est pas négligeable et peut atteindre 50% du rayonnement global (selon la situation géographique du lieu).

Le rayonnement solaire diffus sur une surface peut être calculé comme suit:

$$\dot{Q}_{dif} = S \cdot i_d \quad (2.8)$$

Avec :

S : la surface affectée ;

i_d : rayonnement diffus [W/m²].

➤ Dans le cas de surface vertical :

$$i_d = CY \cdot I_{DN} \quad (2.9)$$

Avec :

C : facteur de diffusion du ciel (pour les conditions normales C = 0.138) ;

Y : rapport entre le rayonnement diffus sur une surface verticale et horizontale.

Si : $\cos(\theta) > 0,2$

On calcul :

$$Y = 0,55 + 0,437 \cdot \cos(\theta) + 0,313 \cos^2(\theta) \quad (2.10)$$

Si non Y=0.45

➤ Dans le cas de surface incliné:

$$I_d = \frac{CY}{2} \cdot I_{DN} \cdot (1 + \cos(\alpha)) \quad (2.11)$$

2.1.1.3 Charge thermique due au rayonnement solaire reflété

Le troisième composant du rayonnement du soleil qui heurte le véhicule est le rayonnement reflété par la route dépend du composant reflété du flux solaire comme donné ci-dessous :

$$\dot{Q}_{ref} = S \cdot i_r \quad (2.12)$$

Avec :

S : la surface affectée ;

i_r : le rayonnement reflété par incidence.

$$I_r = \frac{I_{DN} \cdot \rho_g}{2} \cdot (C + \sin(h)) \cdot (1 - \cos(\alpha)) \quad (2.13)$$

2.1.1.4 Charge thermique due au rayonnement solaire total

Le rayonnement solaire global de la surface considérée est égal à la somme des différents composants du rayonnement solaire incident sur la même surface

$$I_B = I_D + I_d + I_r \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (2.14)$$

2.1.2 Charge thermique due à l'effet de serre

L'effet de serre est un processus naturel résultant des différents flux de chaleur produits par les gaz, ce qui contribue aux températures à l'intérieur du véhicule.

2.1.3 Charge thermique due aux occupants

L'homme peut être assimilé à un générateur thermique dont la puissance est en fonction de son activité, est assurée par la combustion lente des aliments (catabolisme), une partie de l'énergie produite est utilisée pour maintenir la température interne du corps constante, l'autre partie étant dissipée dans le milieu ambiant sous forme de chaleur (voir annexe D). [42]

$$\dot{Q}_{OCC} = \dot{q}_{sens-pers} + \dot{q}_{lat-pers} \quad (2.15)$$

$$\dot{Q}_{met} = N_{occ} \cdot \dot{Q}_{OCC} \quad (2.16)$$

Avec :

N_{occ} : nombre de passagers.

2.1.4 Charge thermique ambiante

La charge ambiante influence sur la température du véhicule, que ce soit par les surfaces vitrées (les surfaces transparentes), ou par les parois opaques ou surfaces non transparentes (la tôle). Elle est en fonction du temps, la géométrie du véhicule et les conditions ambiantes.

Les propriétés en verre régulières typiques comme la transmittivité, l'absorptivité, et la réflectivité sont 0.84, 0.08, et 0.08, respectivement. La formule générale de transfert de chaleur ambiante entre l'intérieur du véhicule et les panneaux et le verre traversant est donnée par :

$$Q_{amb} = k.S.(T_{amb} + T_{pièce}) \quad (2.17)$$

Avec :

Q_{amb} : charge thermique ambiante (W) ;

S : la superficie du panneau ou du verre (m^2) ;

k : le coefficient d'échange de chaleur global ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) .

Le coefficient de transmission de chaleur globale du panneau ou du verre dans le côté ambiant et de carlingue, le coefficient d'échange de chaleur global est déterminé par la relation suivante :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \sum \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (2.18)$$

Avec :

h_{int} : Coefficient d'échange convectif intérieur ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) ;

h_{ext} : Coefficient d'échange convectif extérieur ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) ;

e_i : Épaisseur de la couche considérée vitrage/enveloppe (m) ;

λ_i : Conductivité thermique de la couche considérée vitrage/enveloppe ($W/m \cdot ^\circ C$).

$$\dot{Q}_{amb} = \dot{Q}_{tole} + \dot{Q}_{vitre} \quad (2.19)$$

Avec :

$$\dot{Q}_{tole} = S_{tole} \cdot \frac{\Delta T_f}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_i}} \quad (2.20)$$

Et :

$$\dot{Q}_{vitre} = S_{vitre} \cdot \frac{\Delta T_f}{\frac{1}{h_e} + \frac{e_{vitre}}{k_{vitre}} + \frac{1}{h_i}} \quad (2.21)$$

ΔT_f : Différence de température entre l'air intérieur et extérieur.

Pour le calcul de h, on fait appel aux nombres sans dimension : Reynolds (Re), Nusselt (Nu) et Prandtl (Pr)[43].

$$\text{Re} = \rho \cdot \frac{u_\infty \cdot L_C}{\mu} = \frac{u_\infty \cdot L_C}{\mathcal{G}} \quad (2.22)$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (2.23)$$

$\text{Re} < 5 \cdot 10^5 \rightarrow$ régime laminaire :

$$\overline{Nu} = 0,664 \text{Re}_L^{1/2} \cdot \text{Pr}^{1/3}$$

$\text{Re} > 5 \cdot 10^5 \rightarrow$ régime turbulent :

$$\overline{Nu} = 0,037 \text{Re}_L^{4/5} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad (2.24)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h} \cdot L_C}{\lambda} \Rightarrow \overline{h} = \frac{\overline{Nu} \cdot \lambda}{L_C}$$

2.1.5 Charge thermique d'échappement

La charge thermique d'échappement est la chaleur qui est transférée à l'intérieur du véhicule à partir du pot d'échappement du moteur placé sous le véhicule .Cette charge dépend de la vitesse du moteur (tr/min) et du couple moteur [44].

La charge thermique d'échappement est expérimentalement mesurée dans deux endroits différents à l'intérieur P₁ et P₂ (Fig. 10), puis en calcule la charge convective à l'intérieur du véhicule en utilisant les équations (2.22), (2.23) et (2.24).

$$\dot{Q}_{ech} = S \cdot h_i \cdot \Delta T \quad (2.25)$$

2.1.6 Charge thermique du moteur

La chaleur qui rentre directement dans la cabine du véhicule due au moteur située à l'avant s'appelle la charge thermique du moteur. Cette charge thermique dépend également de la vitesse et du couple du moteur, elle est expérimentalement mesurée dans deux endroits P₃ et P₄ à l'intérieur du véhicule (Fig.09).

Le flux est déterminé de la même façon que dans la charge d'échappement, il est faible parce que de nos jours on utilise des isolants de plus en plus performants. [41]

$$Q_{met} = \dot{S} . h_i . \Delta T \quad (2.26)$$

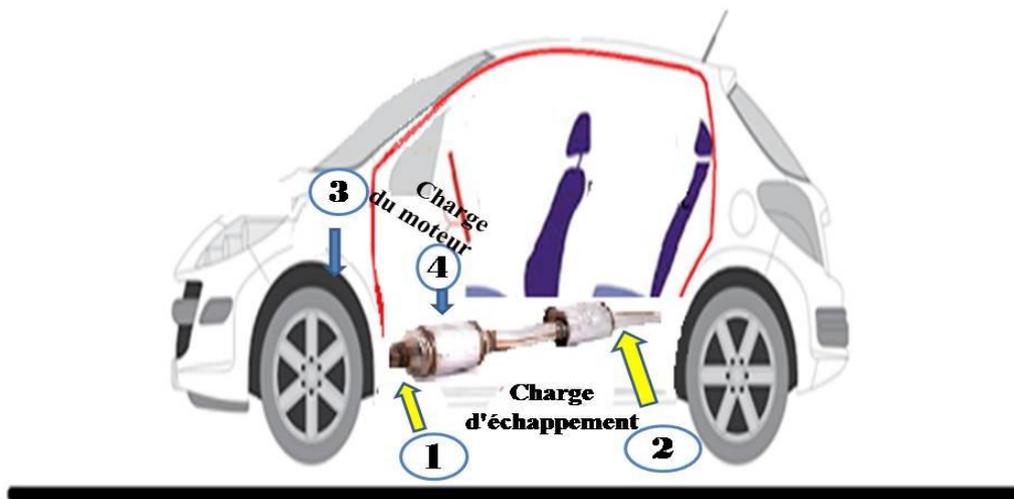


Fig. 09- Présentation des quatre endroits de mesures expérimentaux pour les charges thermiques d'échappement et du moteur

2.1.7 Charge thermique due à la ventilation d'air

L'air frais est autorisé à entrer dans la cabine du véhicule pour maintenir la qualité de l'air pour les passagers. Lorsque les passagers respirent, le montant de la concentration de CO₂ augmente linéairement avec le temps. Ainsi, un débit minimum d'air frais doit être fourni dans la cabine pour maintenir le confort des passagers [18].

Selon les calculs psychrométriques, le gain de chaleur de ventilation se compose à la fois de charges sensibles et latentes. Pour tenir compte de ces deux termes, en supposant un débit connu d'air frais entrant dans la cabine, la quantité de gain de chaleur thermique peut être calculée à partir de l'équation suivante [45].

$$Q_{ven} = \dot{m}_{ven} (h_o - h_i) \quad (2.27)$$

Avec :

\dot{m}_{ven} : est le débit massique de ventilation ;

h_o : enthalpie ambiante ;

h_i : enthalpie de la cabine.

$$e = 1006T + (2,501.10^6 + 1770T)X \quad (2.28)$$

Avec :

T : est la température de l'air ;

X : est le taux d'humidité en gramme d'eau par gramme d'air sec.

Le taux d'humidité est calculé comme fonction de l'humidité relative par :

$$X = 0,62198 \frac{\phi p_s}{100P - \phi p_s} \quad (2.29)$$

Avec :

ϕ : est l'humidité relative ;

P : est la pression atmosphérique ;

P_s : est la pression de saturation en eau à la température T.

2.2 Étude de cycle de climatisation automobile

La machine frigorifique fonctionne sous le cycle thermodynamique frigorifique. Elle permet d'abaisser la température d'un milieu relativement froid (la source froide) et simultanément d'augmenter la température d'un autre milieu relativement chaud (la source chaude) au moyen d'une dépense d'énergie mécanique.

En appliquant le premier principe de la thermodynamique à un cycle décrit, entre deux sources thermiques [29], on aura :

$$Q_f + Q_c + W = 0 \quad (2.30)$$

Avec :

Q_f : la chaleur reçue de la source froide ;

Q_c : la chaleur rejetée à la source chaude ;

W : l'énergie mécanique reçue.

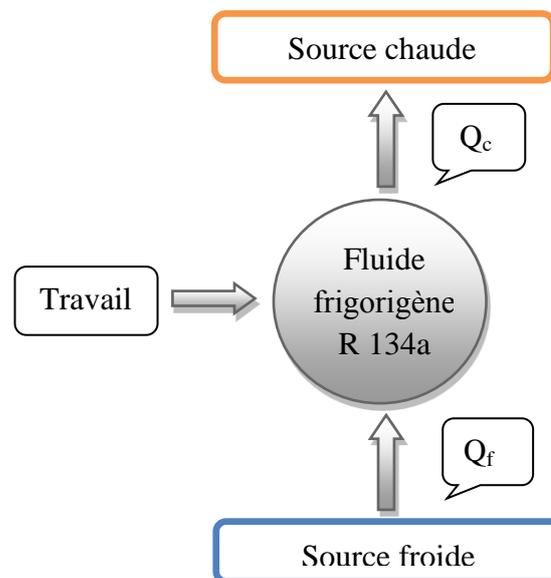


Fig. 10- Cycle d'une machine thermique

2.2.1 Calcul de performance

Afin de calculer le coefficient de performance nous avons besoin de quelques paramètres:

2.2.1.1 Débit massique du fluide frigorigène

$$q_m = \frac{Q_o}{Q_e} \quad (\text{kg / s}) \quad (2.31)$$

Avec :

q_m = Débit masse de fluide frigorigène en circulation en kg / s ;

Q_o = Puissance frigorifique en kW ;

Q_e = quantité de chaleur de l'évaporateur en kJ / kg.

2.2.1.2 Taux de compression

C'est le rapport entre la pression de refoulement (HP) sur la pression d'aspiration (BP) exprimées en valeurs absolues.

$$\tau = \frac{p_{\text{ref}}}{p_{\text{asp}}} \quad (2.32)$$

τ : Taux de compression ;

P_{ref} : Pression de refoulement en bar absolu ;

P_{asp} : Pression d'aspiration en bar.

2.2.1.3 Rendement du cycle

On distingue deux types de rendement volumique, indiqué et mécanique.

➤ Rendement volumétrique

$$\eta_v = 1 - (0,05.\tau) \quad (2.33)$$

➤ Rendement indiqué

$$\eta_{\text{in}} = \frac{W_{\text{is}}}{W_f} \quad (2.34)$$

Avec :

w_{is} : travail qui serait nécessaire dans le cas d'une compression isentropique ;

w_f : travail mécanique réellement transmis au fluide.

➤ Rendement mécanique

$$\eta_m = \frac{W_f}{W_{\text{eff}}} \quad (2.35)$$

Avec :

w_f : travail mécanique réellement transmis au fluide ;

w_{eff} : travail mécanique réellement transmis(e) sur l'arbre du compresseur.

2.2.1.4 Énergies de composants

On indique les travaux de chaque composant dans ce qui suit :

➤ Compression

La compression est une transformation isentropique : le point de sortie est situé sur l'isobare et l'isotrope. Pendant la compression, le fluide absorbe une quantité d'énergie équivalente au travail fourni par le compresseur[35] :

$$W = h_2 - h_1 \quad (KJ / kg) \quad (2.36)$$

➤ Condensation

La condensation est une transformation isobare. A la sortie du condenseur, le fluide est juste saturé (100% liquide) et reste à la même température pendant cette transformation. Son rôle est d'évacuer la chaleur prise à l'évaporation et la chaleur due au travail de compression.

La quantité de chaleur évacuée est :

$$Q_C = h_2 - h_3 \quad (KJ / kg) \quad (2.37)$$

➤ Détente

La détente se produit sans échange de chaleur. C'est une transformation isenthalpique où la détente diminue la pression et une partie du fluide s'est vaporisée lors de cette transformation. Dans ce présent cas, on obtient un mélange de 40% de la vapeur et 60% du liquide en sortie du détendeur.

➤ Vaporisation

L'évaporation a pour rôle essentiel d'absorber la chaleur, pour pouvoir réaliser l'évaporation, le fluide va capter l'énergie de l'air ambiant à l'habitacle véhicule :

$$Q_V = h_1 - h_4 \quad (kJ / kg) \quad (2.38)$$

2.2.1.5 Coefficient de performance

Le coefficient de performance d'un cycle frigorifique, noté COP se définit comme le rapport entre ce que l'on récupère (la chaleur extraite de la source froide) par rapport à ce que l'on apporte (l'énergie mécanique) [46].

$$COP = \frac{Q_E}{W} \quad (2.39)$$

D'où l'expression de l'efficacité maximum peut être exprimée comme (efficacité de Carnot) :

$$COP_c = \frac{Q_E}{W} = \frac{T_E (S_1 - S_4)}{(T_C - T_E)(S_2 - S_3)} = \frac{T_e}{T_C - T_E} \quad (2.40)$$

On mesure la performance du système à l'aide du coefficient de performance COP théorique qui se traduit directement du diagramme de Mollier. Il représente le rapport entre l'énergie utile et l'énergie fournie au système :

$$\text{COP}_{\text{théorique}} = \frac{w_e}{w_{\text{eff}}} \quad (2.41)$$

L'énergie fournie au système se compose essentiellement du travail mécanique nécessaire au fonctionnement du compresseur W_{comp} (voir fig. 11). En mode chauffage, la chaleur rejetée par le fluide frigorigène au condenseur et transmise vers l'habitacle QC constitue l'énergie utile. En mode de climatisation, la chaleur provenant de l'habitacle et qui est absorbée à l'évaporateur constitue l'énergie utile.

$$\text{COP}_{\text{théorique}} = \frac{Q_f}{W_{\text{comp}}} \quad (2.42)$$

Pour calculer le COP réel d'une machine, on doit inclure les pertes engendrées par les organes mécaniques en particulier le compresseur. Le rapport entre le $\text{COP}_{\text{théorique}}$ et le $\text{COP}_{\text{réel}}$ est de l'ordre de 0.7, cette valeur correspond approximativement au rendement du moteur et du compresseur [2].

2.2.2 Calcul de puissance

Le calcul de puissance de chaque composant est calculé de la manière qui suit :

- Puissance du compresseur

$$\Phi_{\text{comp}} = q_m (h_2 - h_1) \quad (2.43)$$

- Puissance du condenseur

$$\Phi_c = q_m (h_2 - h_3) \quad (2.44)$$

- Puissance d'évaporateur

$$\Phi_e = q_m (h_1 - h_4) \quad (2.45)$$

Avec :

P : La puissance estimée pour le compresseur en kW ;

q_m : débit massique du fluide frigorigène en kg/s ;

h_1 : enthalpie du point 1 en kJ/kg ;

h_2 : enthalpie du point 2 en kJ/kg ;

h_3 : enthalpie du point 3 en kJ/kg ;

h_4 : enthalpie du point 4 en kJ/kg.

2.3 Dimensionnement d'un cycle de climatisation automobile

Un échangeur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique entre deux fluides, habituellement séparés par une paroi solide. Il est constitué d'un évaporateur qui assure l'évaporation du fluide frigorigène et d'un condenseur qui assure la liquéfaction du fluide évaporé auparavant.

Le radiateur de refroidissement des véhicules à moteur est un exemple de cet échangeur.

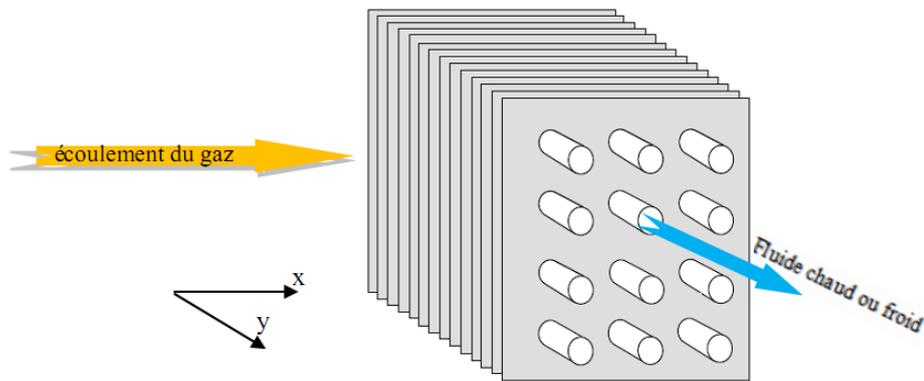


Fig. 11- Echangeurs à courants croisés

2.3.1 Les étapes de dimensionnement d'un échangeur

Le dimensionnement de l'échangeur se fait en fonction des conditions des fonctionnements. Il est fait en deux parties ; le dimensionnement de l'évaporateur et le dimensionnement du condenseur ; qui sont quasiment les mêmes, sauf dans la détermination du coefficient k (l'écoulement de fluide intérieur cité dans paragraphe 2.3.1.1.1).

2.3.1.1 Détermination du coefficient d'échange (k)

2.3.1.1.1 Écoulement de fluide intérieur frigorigène (R134a)

Le dimensionnement du condenseur et celui de l'évaporateur se diffère l'un de l'autre dans cette partie.

➤ Condenseur

Le coefficient de convection de fluide intérieur (R134a)

Le coefficient d'échange moyen est [43] :

$$\bar{h}_D = 0,555 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)\lambda_l^3\Delta H}{\mu_l(T_{\text{sat}} - T_s)Dn} \right]^{1/4} \quad (2.46)$$

Avec :

$$\Delta H = H_g + 0,68C_{p,l}(T_{\text{Sat}} - T_s) ;$$

H_g : Chaleur latente de vaporisation ;

$C_{p,l}$: Chaleur spécifique du condensat ;

T_{sat} : température de saturation de la vapeur ;

T_s : température de la paroi.

➤ Évaporation

Le coefficient de convection de fluide intérieur (R134a) donne le cas de l'ébullition en film stable est semblable à la condensation laminaire, le coefficient d'échange moyen est :

$$\bar{h}_D = \beta_1 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \lambda_l^3 \Delta H}{\mu_l (T_s - T_{sat}) D} \right]^{1/4} \quad (2.47)$$

Avec :

$0,729 < \beta_1 < 1,029$ selon la forme de la surface chauffée (cylindre, sphère, plaque) et D est la dimension caractéristique (diamètre, longueur)[43].

2.3.1.1.2 Écoulement de fluide extérieur (l'air)

Afin de déterminer le coefficient de la convection extérieure (h_e), on fait appel aux nombres adimensionnels Re , Nu et Pr [équations (2.23), (2.24) et (2.25)].

2.3.1.1.3 Coefficient global d'échange thermique (k)

Dans un échangeur de chaleur, le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid provient essentiellement de ces phénomènes.

➤ Dans le cas d'une conduite cylindrique, voir (fig.12).

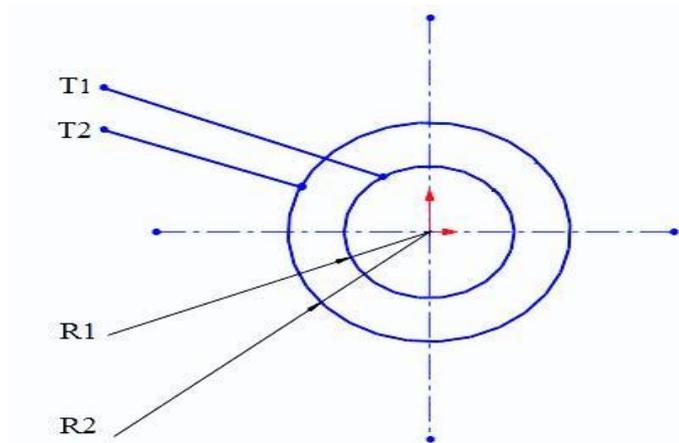


Fig. 12- Résistance thermique des cylindres creux

L'expression de ce coefficient s'écrit comme suit :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{h_f}} \quad (2.48)$$

Avec :

h_c : coefficient de convection coté chaud ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) ;

h_f : coefficient de convection coté froid ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) ;

r_{ext} : rayon extérieur (m) ;

r_{int} : rayon intérieur (m) ;

L : longueur de tube (m) ;

λ : conductivité thermique du matériaux ($W/m \cdot ^\circ C$).

- Coefficient d'échange global par rapport à la surface externe

On élimine la résistance due à l'encrassement :

$$\frac{1}{k_{ext}} = \frac{1}{h_{ext}} + \frac{r_{ext}}{2\lambda} \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) + \frac{r_{ext}}{h_{int} \cdot r_{int}} \quad (2.49)$$

- Coefficient d'échange global par rapport à la surface interne

$$\frac{1}{k_{int}} = \frac{r_{int}}{h_{ext} \cdot r_{ext}} + \frac{r_{int}}{2\lambda} \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) + \frac{1}{h_{int}} \quad (2.50)$$

2.3.1.2 Détermination des températures d'entrée et de sortie des fluides

Pour calculer la différence de température logarithmique moyenne logarithmique entre les deux fluides (DTLM), dans le cas d'un échangeur de courant croisé la différence de température logarithmique moyenne s'exprime par[47]:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad (2.51)$$

Avec :

$$\Delta T_1 = T_{ch1} - T_{f2} \text{ (extrémité chaude) ;}$$

$$\Delta T_2 = T_{ch2} - T_{f1} \text{ (extrémité froide).}$$

2.3.1.3 Détermination de la surface d'échange

Nous déduisons la surface intérieure à partir du flux de chaleur :

$$\varphi = k_{int} \cdot S_{int} \cdot \Delta T_{LM} \quad (2.52)$$

Donc la surface intérieure s'exprime par:

$$S_{int} = \frac{\varphi}{k_{int} \cdot \Delta T_{LM}} \quad (2.53)$$

De la même manière, nous déduisant la surface extérieure.

$$\varphi = k_{ext} \cdot S_{ext} \cdot \Delta T_{LM} = k_{int} \cdot S_{int} \cdot \Delta T_{LM} \quad (2.54)$$

À partir de calcul de la surface intérieure ou extérieure nous déduisons la longueur de l'échangeur :

$$L = \frac{S_{int}}{2 \cdot \pi \cdot r_{int}} \quad \text{ou} \quad L = \frac{S_{ext}}{2 \cdot \pi \cdot r_{ext}} \quad (2.55)$$

2.4 Conclusion

Afin d'obtenir un bon dimensionnement de la climatisation automobile, nous devrions présenter les différentes lois et équations dans ce présent chapitre. Le chapitre qui suit présente les résultats et leurs discussions issues de cette étude.

Chapitre 03

Résultats et discussions

3. Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter les différents résultats obtenus de la boucle de climatisation automobile pour mieux comprendre son fonctionnement et d'en déduire des actions pour améliorer leurs performances.

3.1 Charges thermiques

3.1.1 Charge thermique due au rayonnement solaire

La mesure des données du rayonnement solaire est effectuée d'une manière instantanée. Dans notre cas, nous avons choisi la willaya de Tissemsilt qui a les coordonnées géographiques suivantes (Φ : 35,60°, Z : 866 m, L : 1,81°) [55].

Tableau 03 - Paramètres géométriques et atmosphériques

Paramètres géométriques et atmosphériques	Indice	Valeur	Unité
Temps Solaire Moyen	TSM	13,121	(h)
Temps Solaire Vrai	TSV	13.657	(h)
Angle solaire	ω	24,85°	(°)
Déclinaison	Δ	21,184°	(°)
L'altitude solaire	h	65,166°	(°)
L'azimut solaire	a	68,90°	(°)
Temps solaire	Et	32,159	(h)

3.1.1.1 Charge thermique due au rayonnement direct

Pour calculer la charge thermique du rayonnement directe totale, nous devons calculer la charge du rayonnement de la surface avant, arrière et latéral. Nous avons d'abord calculé le rayonnement direct normal (tableau 04) et la charge de chacun des surfaces (tableau 05). Les charges thermiques dues aux rayonnements sont représentées sur les tableaux (04 et 05) suivants :

Tableau 04 - Rayonnement direct normal

paramètres	Indice	Valeur	Unité
Puissance incidente	I_0	1367	(W/m ²)
Masse atmosphérique	m	1.102	
Facteur de correction de la distance terre-soleil	C_0	0.967	/
Coefficient pour tenir compte des conditions météorologiques	A	0,88	/
	B	0,26	/
Altitude de Tissemsilt	Z	866	(m)
Pression atmosphère	P	0.9134	(bar)
Rayonnement Direct Normal	I_{DN}	895,77	(W)

Tableau 05 - Charge totale du rayonnement direct

paramètres	Indice	Valeur			Unité
		avant	Arrière	latérale	
Inclinaison de la paroi	α	30	35	65	(°)
Surface	S	1,16	0,48	0,52	(m ²)
L'angle d'inclinaison de rayonnement	$\cos(\theta)$	0.871	0.84	0.53	(°)
Rayonnement direct	I_{dir}	780.33	753.439	481.77	(W/m ²)
Charge du rayonnement direct	Q_{dir}	905.185	391.788	462.5	(W)
Charge du rayonnement direct	Q_{dir}		1759,473		(W)

La charge du rayonnement directe de la surface avant est trois fois plus supérieur à celle de la surface arrière, en raison de sa surface est son inclinaison supérieure.

3.1.1.2 Charge thermique due au rayonnement solaire diffus

Pour calculer la charge thermique due au rayonnement diffus, nous avons besoin de l'inclinaison de la paroi et la surface, et nous avons calculé le rapporte entre le rayonnement diffus horizontal et incliné, et calculé aussi le rayonnement diffus (tableau 06).

Tableau 06 - Charge totale du rayonnement diffus

paramètres	Indice	Valeur			Unité
		avant	arrière	latérale	
Inclinaison de la paroi	α	30	35	65	(°)
Surface	S	1,16	0,48	0,52	(m ²)
Rapport entre le rayonnement diffus horizontal et incliné	Y	1,168	1,139	0,89	/
Rayonnement direct	I_{dif}	134,741	128.072	76,993	(W/m ²)
Charge du rayonnement direct	Q_{dif}	156.231	66.597	36,959	(W)
Charge du rayonnement diffus	Q_{dif}		296.809		(W)

La charge du rayonnement diffus dans le cas de la surface avant est beaucoup plus supérieure à celle des surfaces arrière et latérale, à cause du rapport entre le rayonnement diffus horizontal et incliné qui de son tour en fonction de l'angle d'inclinaison.

3.1.1.3 Charge thermique due au rayonnement solaire reflété

Pour calculer la charge thermique due au rayonnement reflété (tableau 07), nous avons besoin de l'inclinaison de la paroi, le pouvoir de réflexion et la surface, et nous avons calculé le rayonnement reflété et faire intervenir le rayonnement direct normal qui calculé précédemment.

Tableau 07 - Charge totale du rayonnement réflété

paramètres	Indice	Valeur			Unité
		avant	arrière	latérale	
Inclinaison de la paroi	α	30	35	65	(°)
Surface	S	1,16	0,48	0,52	(m ²)
Pouvoir de réflexion (albédo)	ρ_g	0.2	0.2	0.2	/
Rayonnement réflété	I_{ref}	12,549	16,939	54,081	(W/m ²)
Charge du rayonnement réflété	Q_{ref}	14,557	8,808	25,959	(W)
Charge du rayonnement réflété	Q_{ref}		83.569		(W)

La charge du rayonnement réflété dans le cas de la surface latérale est supérieure à celle de surface avant puis vient par la suite celle de l'arrière, à cause de sa distance près de la terre, et du rayonnement réflété.

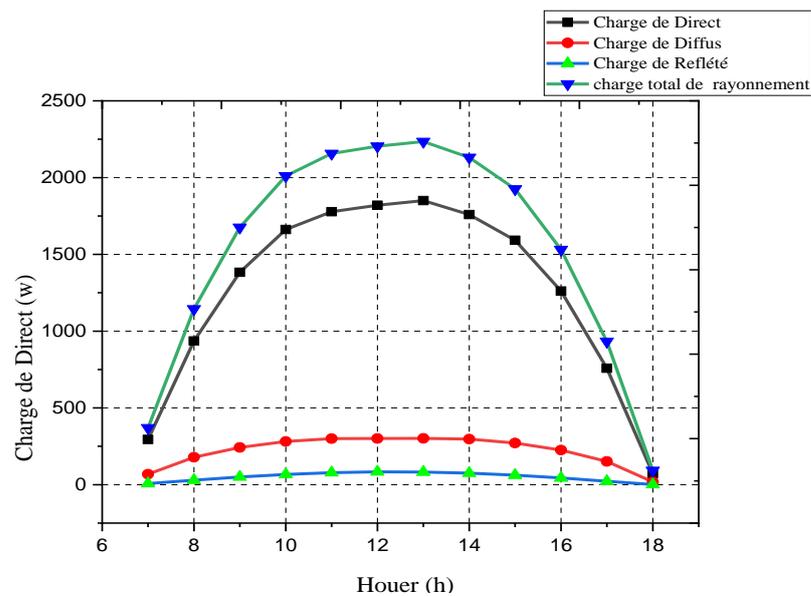


Fig. 13- Évolution des charges des rayonnements solaire direct, diffuse, réflété et global

Le graphe ci-dessus présente l'évolution des charges des rayonnements solaire direct, diffuse, réflété et global dans la région de Tissemsilt, le jour du 17 juillet 2020 à partir de 07:00 jusqu'à 18 :00 heures. L'évolution de la charge pour les trois charges présente une courbe où elle atteint son sommet à 13h. Nous voyons que la charge du rayonnement direct est la plus élevée par rapport aux deux autres (diffus et réflété). On remarque aussi que la charge thermique globale est parallèle à la charge de la cabine.

3.1.2 Charge thermique due aux occupants

La charge thermique due aux occupants, est la somme de la charge thermique due au conducteur et celle due aux passagers (voir tableau 08)

D'après l'annexe B, la chaleur sensible et latente du conducteur est successivement (79 et 97), quant au passager (70 et 40). Les résultats de la charge thermique cédée par un conducteur (en activité moyenne) et les 04 passagers (en repos) sont rapportés sur le tableau suivant :

Tableau 08 - Charge thermique due aux occupants

paramétrés	Indice	Valeur		Unité
		Conducteur	Passagers	
Chaleur sensible	$q_{ses-pers}$	79	70	(W)
Charge latente	$q_{lat-pers}$	97	40	(W)
Charge métabolique	Q_{met}	176	110	(W)
Nombre d'occupants	N_{occ}	01	04	/
Charge thermique	Q_{occ}	176	440	(W)
Charge thermique due aux occupants	$Q_{occ\ tout}$	616		(W)

Nous remarquons que la charge d'un seul passager au repos est inférieur à celle du conducteur, en raison de son non activité, qui diminue son métabolisme, ce qui signifie qu'il cède moins de chaleur par rapport au conducteur qui en mouvement moyen.

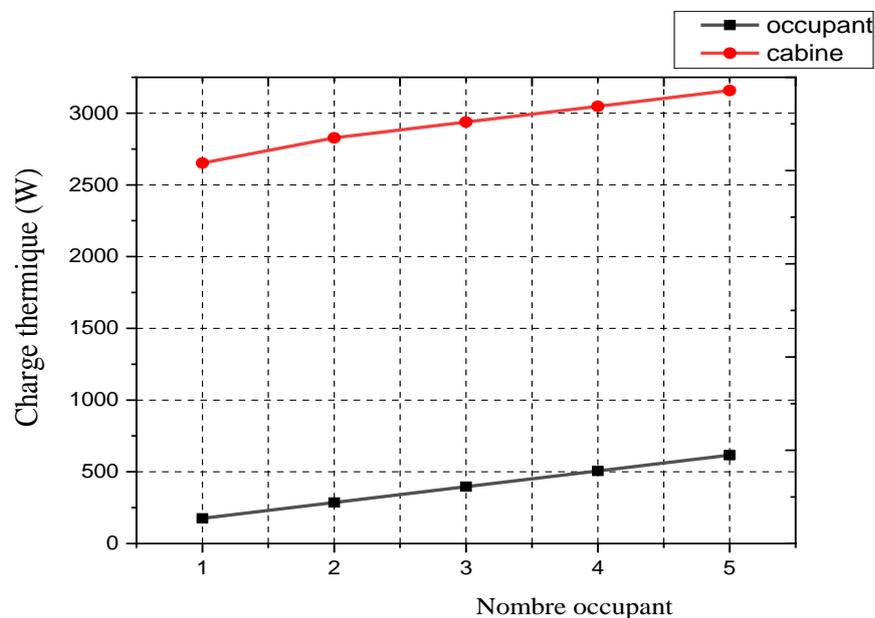


Fig. 14- Variation de charge thermique de la cabine en fonction de nombre d'occupants

Après le calcul de la charge métabolique des personnes, nous remarquons que la charge thermique augmente en fonction du nombre des occupants, et ce qui influe proportionnellement sur la charge thermique totale de la cabine.

3.1.3 Charge thermique ambiante

D'après les données prélevées des documents techniques réglementaires (DTR), et selon la zone en question choisie, la température et l'humidité de confort intérieur et extérieur sont regroupés dans le tableau 09.

Tableau 09 - Température et l'humidité de confort dans la région de Tissemsilt

paramètres	Indice	Valeur		Unité
Conforte		Intérieures	Extérieures	
Température	T	24	37	(°C)
Humidité	HR	11	50	(%)

Afin de calculer la charge thermique ambiante, nous étions obligé de calculer le coefficient de transfert de chaleur par convection, que ce soit celui de l'intérieur et de l'extérieur (tableau 10).

Tableau 10 - Coefficient de la convection thermique

paramètres	Indice	Valeur		Unité
Écoulement de l'air		Intérieur	Extérieur	
Vitesse	U	0,25	22,22	(m/s)
Température moyenne	T	27	42	(°C)
Viscosité cinématique	ν	$16,33 \cdot 10^{-5}$	$1,721 \cdot 10^{-5}$	(m ² /s)
Conductivité thermique	λ_{air}	0,0256	0,0271	(W/m.°C)
Nombre de Prandtl	P_r	0,708	0,7255	/
Nombre de Reynolds	Re	$32,64 \cdot 10^3$	$4,131 \cdot 10^6$	/
Nombre de Nusselt	Nu	106,921	6523,351	/
Coefficient de la convection	h_{int}	1,366		(W/m².K)
	h_{ext}	54,574		(W/m².K)

La vitesse de l'extérieur est beaucoup plus élevée que celle de la cabine à l'intérieur, ce qui signifie que les nombres adimensionnels (Reynolds, Prandtl et Nusselt) sont supérieurs à ceux de l'intérieur, ce qui donne un coefficient de convection élevé.

Tableau 11 - Charges ambiante

Paramètres	Indice	Valeur			Unité
Paroi		tôle	isolant	vitré	
Coefficient de transmission de chaleur	K	46	0,025	1,2	(W/m ² .K)
Épaisseur de tôle	E_t	1,05	2	5	(mm)
Surface	S	6	6	2,56	(m ²)
Charge thermique	Q		93.930	44,105	(W)
Charges ambiante	Q_{amb}	138.035			(W)

La charge thermique ambiante de la vitre est inférieure à celle issue de la tôle et l'isolant, car la résistance thermique de la vitre est beaucoup moins inférieure à la résistance équivalente de la tôle et l'isolant.

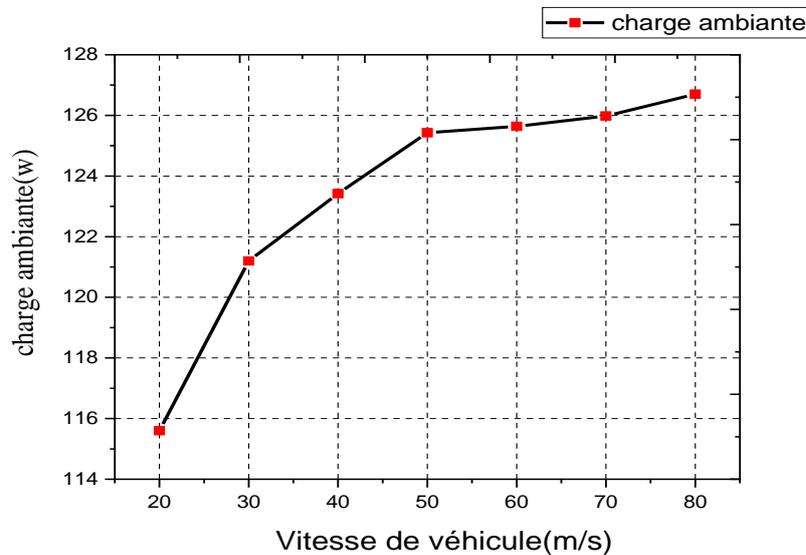


Fig. 15- Variation de la charge thermique ambiante en fonction de la vitesse de véhicule

La figure 15 montre la variation de la charge ambiante en fonction de la vitesse de véhicule. En remarque qu'il y a une relation proportionnelle entre la vitesse de véhicule et la charge ambiante, ce qui veut dire que la vitesse du véhicule influe positivement sur la charge thermique.

3.1.4 Charge due à l'échappement et au moteur

Les résultats trouvés de la charge thermique du moteur et celle de l'échappement sont rapportés sur le tableau 12.

Tableau 12 - Charge thermique due à l'échappement et du moteur

Paramètres	Indice	Valeur		Unité
		Échappement	Moteur	
Vitesse	U	0,25	0,25	(m/s)
Température moyenne	T_{moy}	30	29	(°C)
Viscosité cinématique	ν	$1,608.10^{-5}$	$1,599.10^{-5}$	(m^2/s)
Conductivité thermique	λ_{air}	0,0265	0,0265	(W/m.°C)
Nombre de Prandtl	P_r	0,728	0,728	/
Nombre de Reynolds	Re	$2,604.10^4$	$7,817.10^3$	/
Nombre de Nusselt	Nu	96,401	52,867	/
Coefficient de la convection thermique	h_{ext}	1.521	2.801	(W/m ² .K)
Charge thermique	Q_{ech}	34,258	19,768	(W)

La lecture des résultats du tableau 12 fait ressortir que la charge de l'échappement est supérieure à celle du moteur en raison de la surface latérale de la canalisation de l'échappement qui est supérieure à la surface latérale du moteur.

3.1.5 Charge thermique de ventilation

La charge thermique de ventilation en fonction de l'humidité prélevée du DTR (voir Annexe D) et de la pression de saturation de l'air est rapportée sur le tableau 13.

Tableau 13 - Charge thermique de ventilation

Paramètres	Indice	Valeur		Unité
		Cabine	Ambiant	
Température	T	24	35	(°C)
Humidité	HR	0,11	0,5	(%)
Débit volumique	\dot{m}_{Ven}	0,01	-	(m ³ /s)
Pression atmosphérique	P _{atm}	913,4	91,34	(kPa)
Pression de saturation	P _{sat}	28,0	56,0	(kPa)
Taux d'humidité	X	2,098.10 ⁴	1,913.10 ⁻³	(g)
Enthalpie	h	2,42.10 ⁴	3,581.10 ⁴	(kJ/kg)
Charge de ventilation	Q_{ven}	116,1		(W)

On remarque que la charge thermique de ventilation est beaucoup plus influencée par l'ambiance que la cabine.

3.1.6 Charge thermique de l'effet de serre

D'après les recommandations et la littérature, la charge thermique due à l'effet de serre ne dépasse pas 3% de la charge total, on aura alors :

$$\dot{Q}_{MAJ} = 91,988 \text{ W}$$

3.1.7 Bilan de charges thermiques de la cabine

Le tableau ci-dessous regroupe toutes les charges thermique, calculé le jour du 17 juillet 2020 à 13h à la willaya de Tissemsilt.

Tableau 14 - Charges thermiques de la cabine

paramètres		Indice	Valeur	Unité
	Direct	Q _{dir}	1759,473	(W)
Charges du rayonnement	Diffus	Q _{dif}	296,809	(W)
	Reflété	Q _{ref}	75,283	(W)
Charge métabolique		Q _{met}	616	(W)
Charge ambiante		Q _{amb}	138,035	(W)
Charge de l'échappement		Q _{ech}	34,258	(W)
Charge du moteur		Q _{mot}	19,768	(W)
Charge de ventilation		Q _{ven}	116,10	(W)
Charge de l'effet de serre		Q _{eff}	95,154	(W)
Charge totale		Q_{tot}	3150,88	(W)

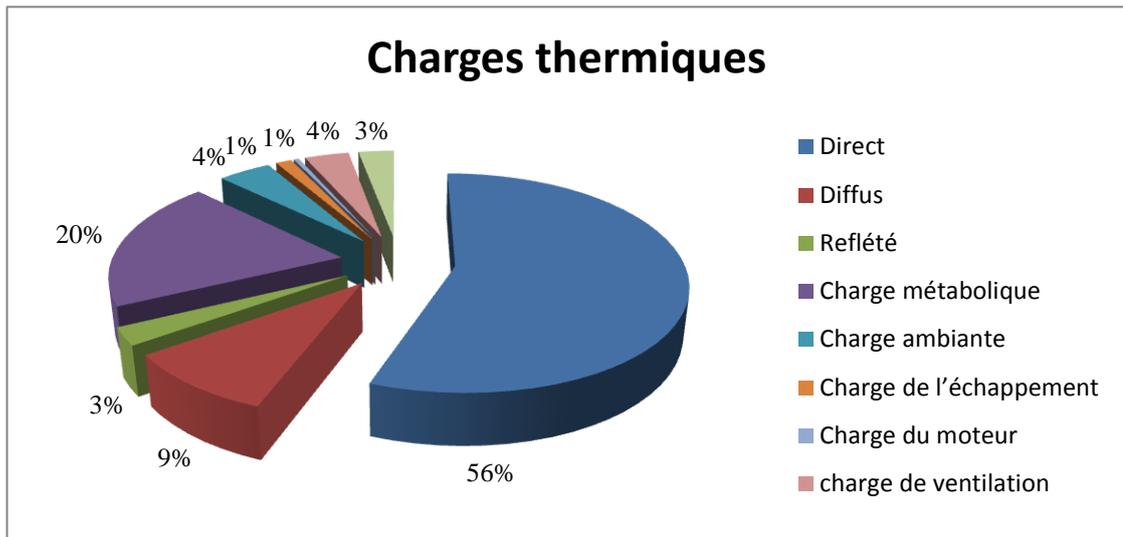


Fig. 16- Distribution des charges thermiques

D'après la figure 16, on observe que les deux charges thermiques du rayonnement direct et métabolique présentent le deux tiers et le reste des charges le un tiers de la charge thermique totale. On peut conclure que les trois paramètres, à savoir la vitesse du véhicule, le nombre de passagers, et le débit d'air du système de climatisation ont montré l'importance de ces paramètres pour prévoir la température de l'air de l'habitacle.

3.2 Étude du cycle de climatisation automobile

3.2.1 Performances et puissances

Un fluide frigorigène R134a est choisi dans cette présente étude (un fluide non inflammable, stable chimiquement et thermiquement, les indices ODP et GWP sont nulles).

Nous admettons un pincement de 5 K pour l'évaporateur et le condenseur, et nous supposons que les pertes de charges sont nulles.

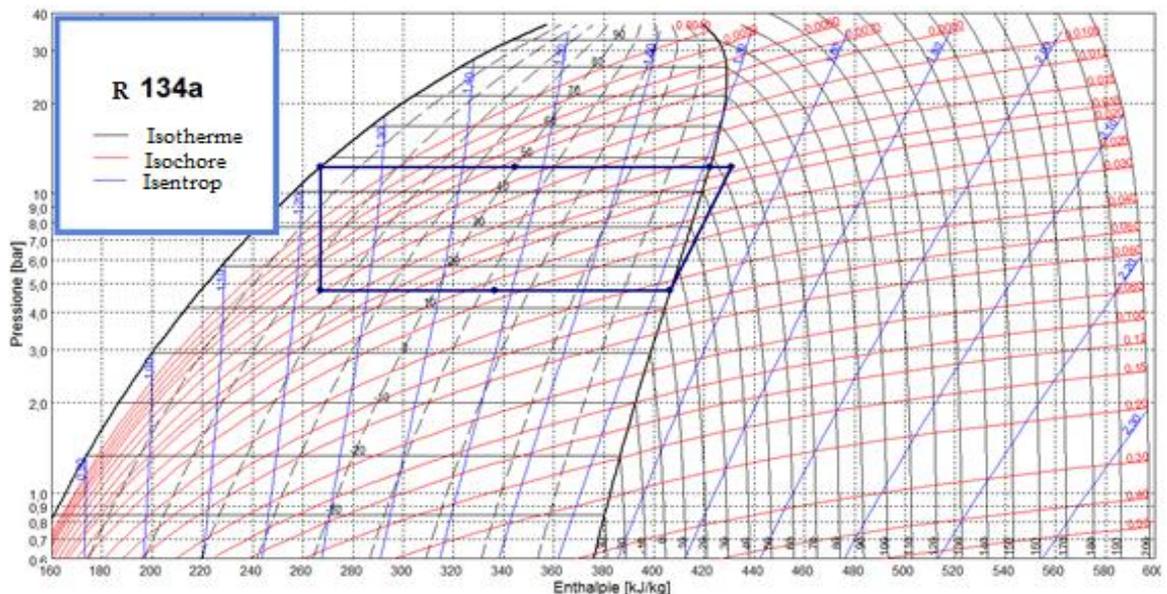


Fig. 17 Traçage du cycle sur le diagramme P-H

Après le traçage du cycle thermodynamique sur le diagramme PH, nous avons prélevé l'enthalpie pour calculer Les performance du cycle sont données par les calculs des principales propriétés des différents points d'état du cycle (tableau 15).

Tableau 15 - Propriétés des différents points d'état du cycle de climatisation

Paramètres		Indice	Valeur	Unité
Enthalpie	point 1	h_1	406,53	(kJ/kg)
	point 2	h_2	422,30	(kJ/kg)
	point 3	h_3	267	(kJ/kg)
	point 4	h_4	267	(kJ/kg)
Énergie de l'évaporateur		Q_E	139,53	(kJ/kg)
Energie du condenseur		Q_C	155,3	(kJ/kg)
Débit massique		q_m	0,022	(kg/s)
Travail du compresseur		W_{comp}	17,77	(kJ/kg)
Pression d'aspiration		P_{asp}	0,47288	MPa
Pression de refoulement		P_{ref}	1,2216	MPa
Taux de compression		Taux	2.58331	MPa
Coefficient de performance				
Théorique		COP_{th}	6.81	/
Réel		COP_{rieel}	6.13	/
Carnot		COP_{Carnot}	8.69	/
Puissance				
Compresseur		Φ_{comp}	0.41	(KW)
Condenseur		Φ_C	3,548	(KW)
Évaporateur		Φ_E	3.183	(KW)
Rendement				
Cycle		η_c	69	(%)

L'examen des résultats rapportés sur le tableau 15 montre que le COP est dépendant de plusieurs paramètres dont le paramètre essentiel est la température de fonctionnement. En effet, le rendement d'une pompe à chaleur ou d'un climatiseur décroît avec l'écart de température qu'il doit fournir. De même, le COP_{carnot} est dispropotionnelle à la différence de température entre l'évaporateur et le condenseur, quant au COP_{th} est en fonction de la charge thermique et inversement avec le travail du compresseur, ce qui veut dire que l'augmentation du COP_{th} engendre l'augmentation du COP_{rieel} . Ce dernier est toujours inférieur aux deux autres COP, à cause des pertes thermiques et les pertes de pression (perte de charge).

Les puissances du compresseur, du condenseur et de l'évaporateur sont en fonction de la différence d'enthalpie et du débit massique, d'où l'addition des deux puissances (compresseur et évaporateur) donne la valeur de la puissance du condenseur ce qui vérifie la première loi de la thermodynamique.

Les puissances ainsi que les performances issues pendant la journée du 17/072020 (de 07h jusqu'à 18h) sont rapportées sur le tableau 16.

Tableau 16 - Performances et puissances

Heure	07:00	08:00	09:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14 :00	15 :00	16 :00	17 :00	18 :00
T	19,9	23,8	27,1	29,9	32,4	34,4	34,9	37 ,1	35,4	35	34,1	32,6
T _c	29,9	33,8	37,1	39,9	42,4	44,4	44,9	47	45,4	45	44,1	42,6
COP _{th}	19,88	15,77	13,15	11,64	10,53	9,73	9,51	6,81	9,37	9,67	9,87	10,44
COP _{Re}	17,34	13,80	11,54	10,24	9,27	8,59	8,38	6,13	8,263	8,526	8,697	9,192
COP _C	18,05	14,49	12,42	11,08	10,1	9,44	9,28	8,69	9,14	9,25	9,53	10,03
Φ _C	3,625	3,529	3,401	3,303	3,223	3,157	3,137	3,07	3,124	3,137	3,17	3,22
Φ _E	3,808	3,744	3,655	3,586	3,529	3,481	3,466	3,42	3,457	3,466	3,49	3,53
Φ _{comp}	0,182	0,21	0,255	0,284	0,306	0,318	0,33	0,45	0,333	0,318	0,32	0,31
η _c	96,08	95,27	92,89	92,46	91,7	90,99	90,35	69,1	90,4	92,17	91,2	91,65

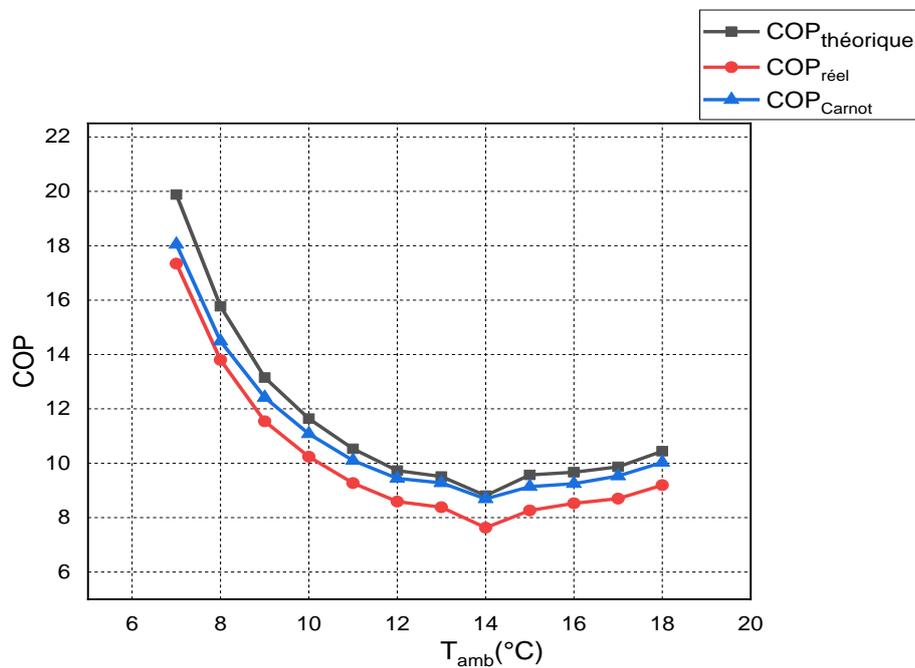


Fig. 18- Variation des coefficients des performances (théorique, réel et Carnot) en fonction de la température ambiante.

La figure 18 montre l'évolution des coefficients des performances : théorique, réel et de Carnot en fonction de la température ambiante. On remarque que les COP augmentent avec la diminution de la température ambiante.

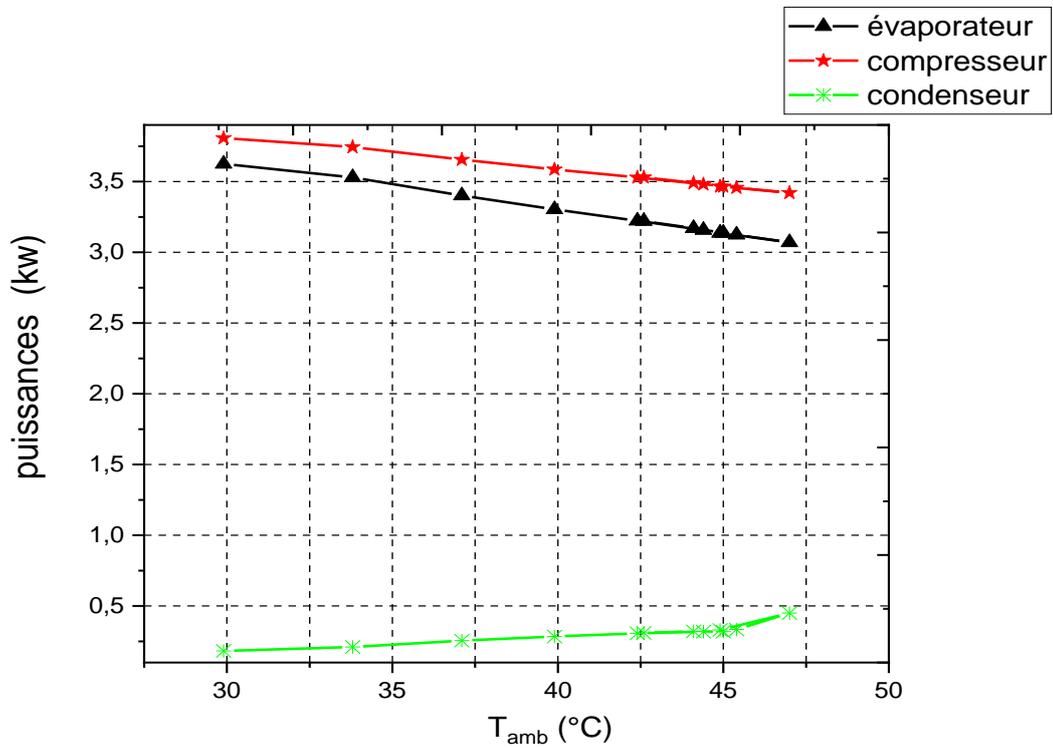


Fig. 19- Variation des puissances de l'évaporateur, du condenseur et du compresseur en fonction de la température ambiante

La figure ci-dessus représente l'évolution des puissances d'évaporateur, condenseur et du compresseur en fonction de la variation de la température ambiante au cours de la journée en question, on remarque que la puissance du compresseur augmente d'une manière très lente elle semble qu'elle est ainsi que la puissance du condenseur et d'évaporateur qui diminuent de la même façon celle du compresseur.

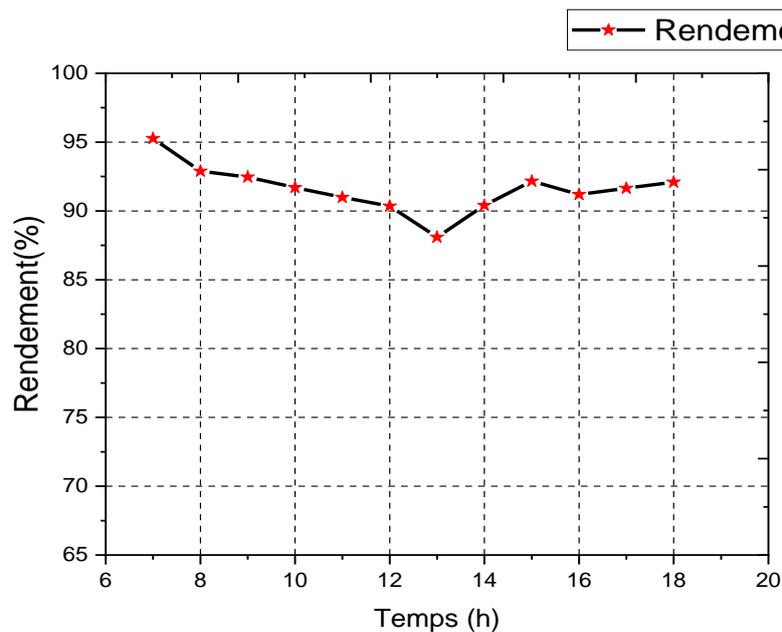


Fig. 20- Variation de rendement en fonction du temps

La variation du rendement de cycle de climatisation en fonction du temps est représentée par la figure 20. On remarque que le rendement varie entre 0,94 et 0,88 ou il atteint son minimal à 13h sachant que le rendement égale $COP_{réel}$ sur COP_{the} , augmentation de la température ambiante, d'où une augmentation $COP_{réel}$ donc diminution de rendement.

Tableau 17 - Comparaison des résultats

Paramètres	Présent étude	SOLKANE	Unité	Erreur (%)	
Enthalpie	point 1	406.53	406.39	(KJ/kg)	0,034
	point 2	422.30	426.1	(KJ/kg)	0,900
	point 3	267	266.93	(KJ/kg)	0,026
	point 4	267	266.93	(KJ/kg)	0,026
Puissance du condenseur	3.548	3.64	(KW)	2,527	
Puissance de l'évaporateur	3.06	3.15	(KW)	1,048	
Puissance du compresseur	0.51	0.49	(KW)	3,922	
COP	6.13	6.40	/	4,918	
Toux de compression	2,58331	2.58	(Bar)	0,128	
Débit massique	22.85	22.58	(g/s)	1,182	

Le tableau 17 représente une comparaison des résultats obtenus de cette présente étude avec ceux du SOLKANE. Il y a lieu de noter que l'erreur moyenne obtenue est inférieure à 1,7 % ce qui nous a permis de conclure un bon accord.

3.3 Dimensionnement du cycle de climatisation automobile

3.3.1 Dimensionnement du condenseur

Les coefficients de transfert de chaleur par convection extérieur et intérieur du condenseur sont rapportés respectivement sur les tableaux 18 et 19.

Tableau 18 - Coefficient de transfert interieur du condenseur

Paramètres	Indice	Valeur	Unité
Température de la paroi	T_s	310	(K)
Température de saturation de la vapeur	T_{sat}	320	(K)
Accélération de la pesanteur	g	9.81	(m/s^2)
Masse volumique de la phase liquide	ρ_l	1116,05	kg/m^3
Masse volumique de la phase vapeur	ρ_v	0,01664	kg/m^3
Chaleur latente de vaporisation	ΔH	31.13	(kJ/kg)
Coefficient de la convection thermique	h_{int}	2870	($W/m^2.K$)
Coefficient d'échange intérieur	K_{int}	1856	($W/m^2.K^{-1}$)

Tableau 19 - Coefficient de transfert extérieur du condenseur

Paramètres	Indice	Valeur	Unité
Vitesse	U	22,22	(m/s)
Température moyenne	T _{moy}	315	(K)
Viscosité cinématique	ν	1,721.10 ⁻⁵	(m ² /s)
Conductivité thermique	λ_{air}	0,027	(W/m.°C)
Nombre de Prandtl	P _r	0,7255	/
Nombre de Reynolds	Re	5,358.10 ⁵	/
Nombre de Nusselt	Nu	3,856.10 ⁵	/
Coefficient de la convection thermique	h _{ext}	2,509.10 ⁴	(W/m ² .K)
Coefficient d'échange global	K_{ext}	4,88	(W/m²K⁻¹)

Nous avons regroupé les paramètres de structure dans le tableau ci-dessous :

Tableau 20 - Paramètres de structure du condenseur

Paramètres de l'échangeur	Indice	Valeur	Unité
Différence de Température Logarithmique Moyenne	DTLM	4,971	(°C)
Puissance du condenseur	Φ_C	3137	(W)
Facteur de correction	F	0	/
Surface d'échange	S	0,341	(m ²)
Longueur totale	L	8,365	(m)
Longueur de condenseur	L _c	0,373	(m)
Nombre de tube	N	24	/

Après avoir déterminé les paramètres cités dans le tableau 20, nous arrivons à choisir l'échangeur :

Tableau 21 - Caractéristique géométrique et thermique du condenseur

Caractéristique de condenseur	Indice	Valeur	Unité
Diamètre extérieur de tube	(De)	16	mm
Diamètre intérieur de tube	(Di)	13	mm
Nombre de tube	/	24	/
Conductivité thermique (aluminium)	λ	204	W/K.m

3.3.2 Dimensionnement de l'évaporateur

Le calcul des coefficients de convection de fluide intérieur et extérieur de l'évaporateur est rapporté sur les tableaux 22 et 23 respectivement.

Tableau 22 - Coefficient de convection intérieur de l'évaporateur

Paramètres	Indice	Valeur	Unité
Température de la paroi	T_s	303	(K)
Température de saturation de la vapeur	T_{sat}	297	(K)
Accélération de la pesanteur	g	9.81	(m/s ²)
Masse volumique de la phase liquide	ρ_l	1246.9	kg/m ³
Masse volumique de la phase vapeur	ρ_v	0.04345	kg/m ³
Chaleur latente de vaporisation	ΔH	409.80	(kJ/kg)
Coefficient de la convection thermique	h_{int}	940.44	(W/m ² .K)
Coefficient d'échange intérieur	K_{int}	694	(W/m²K)

Tableau 23 - Coefficient de convection extérieur de l'évaporateur

Paramètres	Indice	Valeur	Unité
Vitesse	U	0.25	(m/s)
Température moyenne	T_{moy}	300	(K)
Viscosité cinématique	ν	$16,33 \cdot 10^{-5}$	(m ² /s)
Conductivité thermique	λ_{air}	0.0256	(W/m.°C)
Nombre de Prandtl	P_r	0.708	/
Nombre de Reynolds	Re	$32,64 \cdot 10^3$	/
Nombre de Nusselt	Nu	106,921	/
Coefficient de la convection thermique	h_{ext}	860.76	(W/m ² .K)
Coefficient de convection extérieur	K_{ext}	4.67	(W/m²K)

Les paramètres de structure sont rapportés sur le tableau ci-dessous :

Tableau 24 - Paramètres de structure de l'évaporateur

Paramètres de l'évaporateur	Indice	Valeur	Unité
Différence de Température Logarithmique Moyenne	DTLM	8,34	(°C)
Puissance d'évaporateur	Φ_E	3,466	(kW)
Facteur de correction	F	0	/
Surface d'échange	S	0.158	(m ²)
Longueur totale	L	3.67	(m)
Longueur de l'évaporateur	Le	0,263	(m)
Nombre de tube	N	16	/

Après avoir déterminé les paramètres cités dans le tableau 24, nous arrivons à choisir l'échangeur :

Tableau 25 - Caractéristique géométrique et thermique de l'évaporateur

Caractéristique de l'évaporateur	Indice	Valeur	Unité
Diamètre extérieur de tube	(De)	11	(mm)
Diamètre intérieur de tube	(Di)	9	(mm)
Nombre de tube	/	16	/
Conductivité thermique (aluminium)	λ_{alu}	204	(W/m.°C)

3.4 Conclusion

Dans ce chapitre on a fait une étude théorique sur le système de la climatisation automobile pour calculer les différentes charges thermiques influant sur la cabine, ensuite en se basant sur ces résultats on a calculé les performances et les puissances du cycle qui nous ont aidés par la suite à dimensionner les échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur).

Conclusion générale

Conclusion générale et perspectives

La température du corps augmente, ce qui engendre l'accélération de la fréquence cardiaque, une transpiration forte, le cerveau ne reçoit pas suffisamment d'oxygène. Ce qui veut dire que la chaleur est une forme de stress pour le conducteur, son confort correspond à une plage climatique précise.

En vue d'éviter ces risques, la technologie a mis au point le climatiseur automobile ; un système créé pour la raison de garantir à l'homme des conditions thermiques et d'humidité convenables.

L'objectif de ce présent travail consiste à l'étude et au dimensionnement d'un cycle de climatisation automobile. Il s'agit d'un cycle de climatisation d'un véhicule Peugeot 207 fonctionne sous les conditions climatiques de Tissemsilt. Une modélisation mathématique des différentes charges thermiques de la cabine véhicule ainsi que la boucle frigorifique a été élaborée afin de dimensionner les échangeurs de chaleurs de l'installation. Dans ce contexte un programme en Mathcad est élaboré. Les résultats obtenus ont été présentés, interprétés et comparés.

En outre, le travail en question a montré que l'étude de la boucle de climatisation automobile nécessite le choix d'un nombre important de paramètres ayant une influence direct sur les performances et le fonctionnement de celle-ci.

À l'issue du travail effectué, les conclusions suivantes peuvent être établies :

- La température de la cabine du véhicule est influencée par six types de charges thermiques ; à savoir, du rayonnement solaire, métabolisme, de l'effet de serre, du moteur, de l'échappement, de l'ambiance et de ventilation.
- Un rayonnement solaire intense sur le véhicule peut faire monter la température à l'intérieur de la voiture de plus de 15 °C au-dessus de la température extérieure.
- Les paramètres géométriques du site influent sur l'intensité du rayonnement, ce qui explique l'augmentation de la charge thermique.
- Le nombre des occupants présent dans la voiture fait croître proportionnellement la température de l'habitacle.
- L'augmentation des charge thermique exige plus de travail.
- Une comparaison des résultats obtenus par ce présent travail avec ceux du SOLKANE montre un très bon accord dont l'erreur moyenne obtenue est inférieure à 1.7%.
- Le programme élaboré peut calculer à la demande les charges thermiques d'un autre type de véhicule pour différentes zones de fonctionnement.

Perspectives :

Par la suite, il serait intéressant de poursuivre ce travail sur les axes suivant :

- Le fonctionnement de la boucle de climatisation en régime transitoire pour différents conditions de fonctionnement ;

- L'étude des performances de la boucle sous les conditions critiques du fluide de travail ;
- D'autres critères d'optimisation du cycle selon la deuxième loi de la thermodynamique ;
- La possibilité de tester et d'utiliser plusieurs fluides frigorigènes afin d'optimiser et d'améliorer la consommation d'énergie du moteur ainsi que leurs performances ;
- L'étude de la possibilité de changer le cycle de compression mécanique par un autre de compression thermique.

Enfin, nous souhaitons que cette étude soit un outil de travail utile pour les futures promotions.

Références bibliographiques

- [1] CHRISTOPHE KIEER., 2012.“ Conception optimale d'un système de refroidissement magnetocalorique a actionneur integre : Application à la climatisation automobile.”, Thèse de doctorat, Université de Franche-Comté
- [2] FARID ALLAB., 2008.“ Étude et conception d'un dispositif de réfrigération magnétique base sur l'effet magnétocalorique géant. ”, Thèse de doctorat de l'Institut National Polytechnique de Grenoble.
- [3] S. BOUKREDIME., 2017.“Evaluation des performances d'une machine frigorifique hybride a absorption / éjection,”. Mémoire de Master en «génie mécanique», Université Badji Mokhtar Annaba.
- [4] C.HAMAIDI ., 2017.“étude de l'influence de la nature du fluide frigorigene sur les performances d'une machine a ejectocompression.” mémoire de Master en «génie mécanique», Université Badji mokhtar annaba
- [5] S.DALY., 2006.“Automotive air-conditioning and climate control systems.”, Butterworth-Heinemann, First Edition.
- [6] I. FELLAH , R. DJAIDER .,2012. “Etude et conception d'un système de climatisation utilisant l'énergie solaire.” Mémoire de Master En « génie électrique », Master en génie mécanique, Université Abou Baker Belkaid Tlemcen.
- [7] M. Anis and K. Ismail., 2017. “Conception d'un contrôleur flou pour un système de climatisation,”. Mémoire Pour l'obtention de diplôme de Master En « Génie électrique », Université Djilali Bounaama Khemis Miliana
- [8] C. Soulas and F. Papon, “Les conditions d'une mobilité alternative à l'automobile individuelle,” *Réalités Ind.*, no. NOV, pp. 84–93, 2003
- [9] Halton .p ., (1999). ”Analyse monodimensionnelle de la performance d'un éjecteur of Refrigeration” , International Journal Elsevier Science , pp. 354–364
- [10] Sun, Y.-M. C.-Y. (1997). ”Experimental Study of the Performance Characteristics of a Steam Ejector Refrigeration System”. *Experimental Thermal and Fluid Science* (pp. 384-394). New York: Elsevier Science Inc.
- [11] G.K. Alexis, E. R. 2000.”Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system.” , *Applied Thermal Engineering* ,vol. 20, pp.213-373
- [12] Aprea .C, Rossi. F, Greco, A., 2000. “Experimental evaluation of R22 and R407C evaporative heat transfer coefficients in a vapour compression plant” *International Journal of Refrigeration*, pp. 366–377
- [13] D. O. Esen and M. Hosoz, 2007“Energy and exergy analysis of an automobile air conditioning system using refrigerant R134a,” *Erciyes Üniversitesi Fen Bilim. Enstitüsü Derg.*, vol. 23, no. 1–2, pp. 188–203.
- [14] Z. Meng, H. Zhang, M. Lei, Y. Qin, and J. Qiu,G., 2018. “Performance of low GWP R1234yf/R134a mixture as a replacement for R134a in automotive air conditioning systems,”

Int. J. Heat Mass Transf., vol. 116, pp. 362–370.

- [15] Yadollah Farzaneh, Ali. Tootoonchi ., 2008. ” Controlling automobile thermal comfort using optimized fuzzy controller. ” , Applied Thermal Engineering 28, pp. 1906–1917
- [16] B. Tashtoush, A. Alshare, and S. Al-Rifai., 2015. “Performance study of ejector cooling cycle at critical mode under superheated primary flow,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 94, pp. 300–310,
- [17] P. S. Daingade, A. B. Gavade, O. A. Shinde, R. P. Shinde, S. Y. Landge, and R. P. Yadav.,2019. “Design & Development of Multi-Evaporative Refrigeration System.” International Journal of Innovative Science and Research Technology ,vol.4,pp.2456-2165.
- [18] FLETCHER, B., AND SAUNDERS, C., 1994. “Air change rates in stationary and moving motor vehicles,” *Journal Of Hazardous Materials* 38, pp. 243-256 .
- [19] J. Selow, M. Wallis, S. Zoz, and M. Wiseman, 1997.“Towards a virtual vehicle for thermal analysis,” report, SAE Technical , pp. 0148-7191.
- [12] Y. Ding , R. Zito., 2001. “Cabin heat transfer and air conditioning capacity,” *SAE Tech. Pap.*, no. 724, doi: 10.4271/2001-01-0284.
- [21] M. Arndt and M. Sauer., 2014. “Spectroscopic carbon dioxide sensor for automotive applications,” in *SENSORS*, pp. 252–255.
- [22] A. Mezrhab and M. Bouzidi., 2006. “Computation of thermal comfort inside a passenger car compartment,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 14–15, pp. 1697–1704.
- [23] H. Khayyam, S. Nahavandi , Eric H, Kouzani A, Chonka A, Abawajy J., 2011. “Intelligent energy management control of vehicle air conditioning via lookahead system.”, *Appl Therm Eng*, volume pp.3147-3160.
- [24] Zheng, Y., Mark, B., Youmans, H. 2011. Simple Method to Calculate Vehicle Heat Load. SAE Technical Paper 2011-01-0127, 2011, doi:10.4271/2011-01-0127.
- [25] Weiwei Liu, Qihong Deng, Wenjie Huang, Rui Liu., (2011). “Variation in cooling load of a moving air-conditioned train compartment under the effects of ambient conditions and body thermal storage.” *Applied Thermal Engineering*, 31, pp. 1150-1162.
- [26] S. Sanaye , M. Dehghandokht ., 2011.“Thermal Modeling for Predication of Automobile Cabin Air Temperature.”, *International Journal of Automotive Engineering* , pp.152-164.
- [27] Sepehr Sanaye, Masoud Dehghandokht, Amir Fartaj., 2012. “Temperature control of a cabin in an automobile using thermal modeling and fuzzy controller”. *Applied Energy* 97, pp. 860–868
- [28] Jinrui Nan, Yao Wang,Zhi Chai, Junkui Huang., 2012. “Modeling of Electric Vehicle Air Conditioning System and Analysis of Energy Consumption. *Advanced Materials Research* , pp. 1164-1170.
- [29] M. Ali Fayazbakhsh ,B. Majid.,2013. “Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method.” , SAE International, doi:10.4271/2013-01 1507 .
- [30] Ozgur .S , Muammer O,Muharrem , HilmiAksoy. Hourly., 2014. “cooling load prediction of a vehicle in the southern region of Turkey by Artificial Neural Network”. *Energy Conversion and Management*, Volume 82, June 2014, Pages 177-187.
- [31] David Marcos, Francisco J. Pino, Carlos Bordons, José J. Guerra., 2014.“The development and

- validation of a thermal model for the cabin of a vehicle. *Applied Thermal Engineering*, Volume 66, Issues 1–2, pp. 646–656.
- [32] Jan Pokorny, Jan Fiser, Miroslav Jicha., 2014. Virtual Testing Stand for evaluation of car cabin indoor environment. *Advances in Engineering Software*, pp. 76 48–55
- [33] T. Bárbara, B. Filip, José M. Corberán, Fausto Di Sciullo, 2015. “Transient thermal model of a vehicle's cabin validated under variable ambient conditions *Applied Thermal Engineering*, Volume 75, pp. 45–53
- [34] Hoseong Lee, Yunho Hwang, Ilguk Song, Kilsang Jang., 2015. “Transient thermal model of passenger car's cabin and implementation to saturation cycle with alternative working fluids.” 20151–10.
- [35] H. BACHIR, A. BOUTALEB., 2013. “Etude d'un système de climatisation automobile sur un banc d'essai ET450.”, pompes à chaleur, Mémoire de master en génie-mécanique, Université Abou Bekr –Tlemcen, page (19 -36) ;
- [36] Michel, F., 2005. “Étude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO₂”, Mémoire de master en génie-mécanique, Université de Liège.
- [37] Y. P. B. Yeung, K. W. E. Cheng, W. W. Chan, C. Y. Lam, W. F. Choi, and T. W. Ng., 2009. “Automobile hybrid air conditioning technology,” *2009 3rd Int. Conf. Power Electron. Syst. Appl. PESA 2009*, no. April.
- [39] M. Mohammed., H. Abderrahmane., 2011 “Contribution de l'énergie photovoltaïque dans la performance énergétique de l'habitat à haute qualité énergétique en Algérie,” Mémoire de Magistère, Université de Chlef.
- [40] A., 2001. *Handbook-Fundamentals.*, “American society of Heating,” CH. 30 *Refrig. Air-Conditioning Eng.*, U.S.A.
- [41] MÉBARKI Brahim., 2016. « Modélisation et Simulation de l'impact du Conditionnement d'air d'un Véhicule Electrique sur l'Autonomie de la Source d'Energie Hybride dans Différentes Conditions Climatiques » Thèse de Doctorat, Physique Énergétique -Université Tahri Mohamed, Béchar.
- [42] T. Shamah-Levy., 2018. “Sobrepeso y obesidad en niños y adolescentes en México, actualización de la Encuesta Nacional de Salud y Nutrición de Medio Camino 2016,” *Salud Publica Mex.*, vol. 60, no. 3, pp. 244–253.
- [43] Marchio, D., Reboux, P., 2003. *Introduction aux transferts thermiques*, Cours et exercices corrigés, Université Bordeaux 1, pp. 121–125 ;
- [44] M. J. O., 2009. “livier Chimie de l'environnement, 6 e édition, Lévis, Québec, Productions J.” Bernier.,
- [45] A. K. Singh, H. Singh, S. P. Singh, and R. L. Sawhney., 2002. “Numerical calculation of psychrometric properties on a calculator,” *Build. Environ.*, vol. 37, no. 4, pp. 415–419,
- [46] U. Badji., M. Annaba., 2018. “Evaluation Des Performances d'une Machine Frigorifique Hybride A absorption / éjection,” p. 79, 2016, [Online]. Available: <http://biblio.univ-annaba.dz/ingeniorat/wp-content/uploads/2018/03/BOUKREDIME-SARRA.pdf>.

- [47] J. Padet, 1994., “Échangeurs thermiques,” *Ed. Masson, paris*, pp. 58–87,
- [48] P. Communay , 2002. “ Héliothermique: le gisement solaire, méthodes et calculs”, livrer , Groupe de recherche et d’édition,
- [49] R. Belabed., 2017.“Etude et dimensionnement d’une installation photovoltaïque.”, Mémoire de Master en «génie mécanique», Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou.,
- [50] Y. Jannot., 2003.“Thermique solaire,” ,polycopie de Cours Transfert Thermique -Solaire Et Calculs. Chapitre: l’Energie Solaire ,page (30-70)
- [51] M. A. Hachemi, 2012.“Exploitation et programmation informatique des documents techniques réglementaires relatifs aux déperditions thermiques et ventilation des bâtiments.” Université de Boumerdès-M’hamed Bougara.
- [52] K. Imessad *et .*, 2017 “Mise en application de la nouvelle réglementation thermique algérienne du bâtiment,” *Rev. des Energies Renouvelables*, vol. 20, no. 4, pp. 591–597.
- [53] D .Diaf, A. Malek, ., 2007.“ Simulation des propriétés thermodynamiques du fluide R134a,” *Revue des énergies renouvelables*, vol.10, pp. 101-108
- [54] C. Marvillet., 2003.*Fluides frigoporteurs*. Ed. Techniques de l’Ingénieur
- [55] S. Hamdadou ., 2012.“Caractérisation du compresseur et de l’évaporateur d’une machine frigorifique fonctionnant au CO2.” , Mémoire de master en génie-mécanique, Université Mouloud Mammeri Tizi-Ouzou,
- [56] Réseau canadien d’échantillonnage des précipitations et de l’air (RCEPA). In Environnement Canada. Réseaux de surveillance, [En ligne]. <http://www.ec.gc.ca/rs-mn/default.asp?lang=Fr&n=6C2AD92E-1> Date de la dernière consultée le 28 juillet 2020.
- [57] <http://dateandtime.info/fr/citycoordinates.php?id=2475860>, date de la dernière consultation du site : 25/09/2020.
- [58] <https://www.piecesauto.com/fr/condenseur-climatisation/nrf-35405/448.38439.html>, date de la dernière consultation : 28/09/2020

ANNEXES

ANNEXE A

A.1 Corrélations du rayonnement solaire

Pour calculer le rayonnement solaire, il faut savoir utiliser les différents paramètres de position, de conception, le temps solaire et les données astronomiques. Les corrélations en question sont rapportées sur le tableau 26.

Tableau 26 - Corrélations du rayonnement solaire.

LES TEMPS SOLAIRES	TEMPS SOLAIRE VRAI (T.S.V)	$TSV = 12 + \omega / 15$ ω : En degré. Si $\omega = 0$, TSV=12h.00 Si $\omega < 0$, la matinée. Si $\omega > 0$, l'après-midi. 2.1.1.2.2 Le Temps Solaire Moyen (T.S.M) [48] $Et = TSV - TSM$
	TEMPS UNIVERSEL (T.U)	C'est le temps civil moyen du méridien de Greenwich (méridien origine) appelé encore[48]. $TU = TSM - (l / 15)$ Avec : L : est la longitude
	LE TEMPS LEGAL (T.L)	C'est le temps officiel d'un état, il est donné par: $TL = TU + \Delta H$ ΔH : le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré. $\Delta H = 1$ heure pour l'Algérie.
	LE TEMPS CIVIL	Représente le temps qui a pour origine minuit [48]
PARAMETRES DE POSITIONS	L'ANGLE SOLAIRE (ω)	C'est l'angle que fait la projection de la direction du soleil avec la direction du méridien du lieu [39] $w = 15(TSV - 12)$ $W > 0 \rightarrow$ Après midi $W < 0 \rightarrow$ Matinée
	LA LONGITUDE (L)	La longitude mesure l'angle entre le méridien du lieu et la méridienne origine des longitudes (Greenwich). Le méridien de Greenwich est un méridien où la longitude est définie comme égale à 0. Les lieux qui sont situés à l'Est sont comptés avec le signe + (est) [58].

DONNE ASTRONOMIQUE		Il y a vingt-trois méridiens séparés de 15° donnant naissance aux 24 fuseaux horaires [24].																	
	ALTITUDE	L'altitude est l'élévation verticale d'un lieu ou d'un objet par rapport à un niveau de base. C'est une des composantes géographique et biogéographique qui explique la répartition de la vie sur terre.																	
	LA DECLINAISON (Δ)	<p>C'est l'angle formé par le vecteur Soleil-Terre avec le plan équatorial. Elle est due à l'inclinaison de l'axe des pôles terrestre par rapport au plan écliptique, ce qui est traduit par les différentes saisons. Elle varie au cours de l'année entre -23,27° et +23,27°. Elle est nulle aux équinoxes de printemps (21 mars) et d'automne (23 septembre), et maximale aux solstices d'été (22 juin) et d'hiver (22 décembre). La variation journalière de la déclinaison est d'environ 0,5°. Elle s'obtient à partir de la formule suivante [49] :</p> $\delta = 23,45 \sin\left(\frac{284 + nj}{365} \cdot 360\right)$ <p>n j : Le numéro du jour dans l'année compté à partir du 1er Janvier, il varie de 1 à 365 ou 366 selon l'année.</p>																	
LA HAUTEUR (H)	<p>L'équation de passage des coordonnées horizontales aux coordonnées horaires est [50]:</p> $\sin(a) \cdot \cos(h) = \cos(\delta) \cdot \sin(\omega)$ $\cos(a) \cdot \cos(h) = \cos(\delta) \cos(\omega) \cdot \sin(\Phi) - \cos(\Phi) \cdot \sin(\delta)$ $\sin(h) = \cos(\Phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \sin(\Phi) \cdot \sin(\delta)$																		
L'AZIMUT SOLAIRE	<p>$\gamma = a - am$</p> <p>am : angle d'azimut de la paroi verticale (c'est l'angle entre l'orientation sud et la normale au plan vertical), sa valeur est donnée selon l'orientation :</p> <p style="text-align: center;">Tableau 27 - Valeurs de am selon l'orientation</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>Orientation</th> <th>E</th> <th>SE</th> <th>S</th> <th>SO</th> <th>O</th> <th>NO</th> <th>N</th> <th>NE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>am</td> <td>-90</td> <td>-45</td> <td>0</td> <td>45</td> <td>90</td> <td>135</td> <td>180</td> <td>-135</td> </tr> </tbody> </table>	Orientation	E	SE	S	SO	O	NO	N	NE	am	-90	-45	0	45	90	135	180	-135
Orientation	E	SE	S	SO	O	NO	N	NE											
am	-90	-45	0	45	90	135	180	-135											

ANNEXE B

B. Corrélations de la charge métabolisme

L'individu dépend de son activité, les apports sont minimal pour une personne au repos et augmente avec son activité. La chaleur produite par la personne est traduite par la somme de la chaleur sensible et latente [54].

Les valeurs des chaleurs latente et sensible pour différentes activités sont rapportées sur le tableau 28.

Tableau 28 - Valeurs des chaleurs latente et sensible pour différentes activités

Activités	Température ambiante T_{amb}									
	21°C		23°C		24°C		25°C		27°C	
	\dot{q}_{sens}	$\dot{q}_{lat\ pers}$	\dot{q}_{sens}	\dot{q}_{lat}	\dot{q}_{sens}	\dot{q}_{lat}	\dot{q}_{sens}	\dot{q}_{lats}	\dot{q}_{sens}	\dot{q}_{lat}
Au repos	79	31	73	37	70	40	67	43	59	51
Activité modérée	91	59	82	68	77	73	72	78	62	88
Activité moyenne	95	80	84	92	79	97	73	102	62	110
Activité important	104	96	90	110	83	118	75	125	63	137

Le tableau représente les apports des chaleurs sensible et latente pour un homme adulte en fonction de son activité et de la température ambiante. Ces valeurs doivent être minorées de 20% pour les femmes, de 20 à 40% pour les enfants et de 10% pour un public mixte. [54]

C.1 Corrélations du rayonnement solaire diffus

- Facteur d'affaiblissement dû aux masques proches aux ombrages par l'horizon et aux brise-soleil [14].

Tableau 29 - Dispositifs de protection solaire.

Dispositifs de protection		Coefficient Aff
Jalousies intérieurs	Couleurs sombres	0.76
	Couleurs claires	0.56
Jalousies extérieurs	//	0.14
Rideaux intérieurs	Couleurs sombres	0.66
	Couleurs claires	0.56
Stores intérieurs	Couleurs sombres	0.41
	Couleurs claires	0.81
Vitrages sans dispositifs de Protection solaire	-	1.00

ANNEXE D

D.1 Corrélations de la charge thermique ambiante

Le tableau 30 fixe les valeurs des conditions intérieures de base [51]

Tableau 30 - Température extérieure de référence

ZONE	Altitude (m)	T _{be} (°C)	ZONE	Altitude (m)	T _{be} (°C)
A	<300	6	B'	<500	0
	300 à 500	3		>500	Voir zone B
	500 à 500	1	C	500 à 1000	-2
	>1000	-1		>1000	-4
B	<500	2	D	<1000	5
	500 à 1000	1		>1000	4
	>1000	-1	D'	<1000	5

D'autres températures extérieures de base spécifiées dans les pièces du marché peuvent être adoptées, à condition qu'elles ne soient pas supérieures aux valeurs indiquées dans le tableau, pour la zone climatique et l'altitude considérées.

Le tableau 31 fixe les valeurs des caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur [52]

Tableau 31 - Caractéristiques climatiques de conditions de base de l'air extérieur.

Zone climatique		Température sèche T _{sbe} (°C)	Humidité spécifique H _{sbe} (g _{vap} /kg _{gas})	Ecart diurne (°C)	Température moyane (°C)	Ecart annuel Température (°C)
A	alt < 500 m	34	14,5	9	25,5	31
	500 < alt <1000 m	33,5	13	10	25	32,5
	alt > 1000 m	30,5	13	9	22,5	31,5
B	alt < 500 m	38	12,5	15	26,5	36
	500 < alt <1000 m	37	11	15	26,5	36
	alt > 1000 m	35	10	14	25	36
B'	alt < 500 m	41	11	18	29	41
	alt > 500 m	Voir zone B	Voir zone B	Voir zone B	29	
C	alt < 1000 m	39,5	8,5	20	27	41,5
	alt > 1000 m	36	8,5	18	25	40
D₁		44	6,5	15,5	33	38
D₂		48	5,5	16,5	36,5	43
D₃		39	5,0	12,0	29,5	35

Il est possible d'utiliser d'autres valeurs de base de l'air extérieur à condition que ces valeurs soient spécifiées dans les pièces du marché et qu'elles soient fondées sur des études effectuées par un organisme spécialisé tel que l'Office National de la Météorologie.

E.1 Caractéristiques du fluide frigorigène

Le fluide frigorigène R134a présente les caractéristiques suivantes :

- Température critique : 132,35°C ;
- Pression critique : 113 bars ;
- Température d'ébullition sous la pression atmosphérique : -33.5°C
- Masse volumique de la vapeur inférieure à la masse volumique de l'air.
- Solubilité dans l'eau : très soluble.
- Température d'auto-combustion : 630°C.
- Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone : ODP = 0.
- Potentiel d'effet de serre global à 100 ans : GWP100 = 0 ;
- Toxicologie : produit toxique par inhalation : irritation de la gorge et des voies respiratoires (effets à partir de 250 ppm), toux, larmolements, maux de tête, nausées, vomissements ; risques d'œdème et d'arrêt respiratoire ;
- Contact avec la peau : corrosif, provoque des brûlures ; provoque de graves brûlures oculaires.
- Manipulation et stockage : éviter le contact avec les flammes et les surfaces chaudes ; tenir à l'écart de la chaleur ; éviter tout contact direct avec le produit ; stocker dans un endroit frais, ventilé et à l'abri du rayonnement solaire direct.
- Matières incompatibles : les halogènes, les matières oxydantes, certains métaux (par exemple le cuivre) ;
- Matériaux d'emballage : acier ordinaire ;
- Autres informations : en présence d'humidité, l'ammoniac corrode le cuivre, le zinc, et de nombreux alliages[53].

E.2 Cycle de la machine frigorifique

Tableau 32 - Discription du cycle frigorifique

CYCLE THEORIQUE	<p>Ce cycle qui est représenté par les points 1-2-3-4 (voir Fig. 21) est établi sur la base suivante :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Pas de perte de charges dans les tubulures. • Pas de SC au niveau de l'évaporateur. • Pas de SR au niveau du condenseur. <p>Les transformations thermodynamiques subies par le FF à l'intérieur de la machine sont les suivantes :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Compression isentropique du FF vapeur entre les points 1 et 2. • Condensation isothermique entre les points 2 et 3. • Détente isenthalpique entre les points 3 et 4. • Évaporation isothermique entre les points 4 et 1.
CYCLE PARFAIT	<p>Ce cycle qui est représenté par les points 1'-2'-3'-4' (voir Fig. 21) est établi sur la base suivante :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Pas de perte de charges dans les tubulures. • SC au niveau de l'évaporateur. • SR au niveau du condenseur. <p>Les transformations thermodynamiques subies par le FF à l'intérieur de la machine sont les suivantes :</p> <ul style="list-style-type: none"> • Compression isentropique entre les points 1' et 2'. • Condensation isothermique entre les points 2' et 3'. • SR du FF à la sortie du condenseur entre les points 3 et 3'. • Détente isenthalpique entre les points 3' et 4'. • Évaporation isothermique entre les points 4' et 1. • SC du FF à la sortie de l'évaporateur entre les points 1 et 1'.
CYCLE REEL	<p>Ce cycle qui est représenté par les points 1''-2'''-3'-4' (voir Fig. 21) est établi sur la base suivante :</p> <ul style="list-style-type: none"> - La compression est poly tropique, le point 1' se translate au point 1'' (l'intégralité du travail de compression n'est pas transmise au FF à cause des échanges thermiques entre le système et le milieu extérieur). - Le point 2' devient 2''' pour tenir compte de: <ul style="list-style-type: none"> • L'énergie perdue (notion de rendement indiqué). • Pertes mécaniques.[54]

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) permet de s'affranchir des cycles frigorifiques proposés par la théorie de la thermodynamique appliquée à savoir :

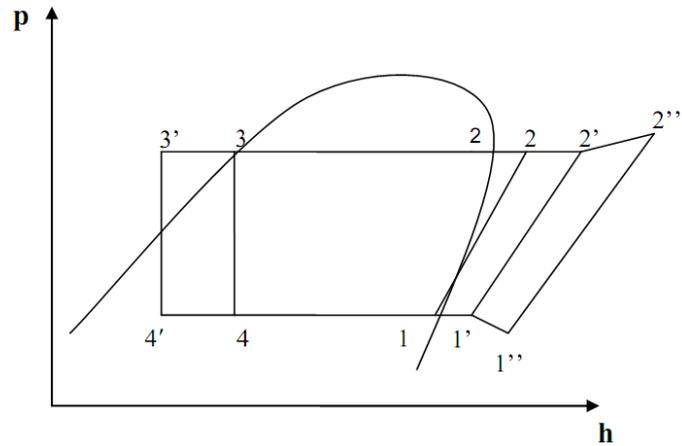


Fig. 21- Cycle thermodynamique idéal, théorique et Réel dans le diagramme P-h

E.3 Tracer le cycle sur le diagramme de Mollier

Le cycle frigorifique qui décrit toutes ces transformations thermodynamiques est habituellement représenté dans le diagramme PH : pression (Log P) - enthalpie (h) appelé aussi le diagramme de Mollier (fig 22).

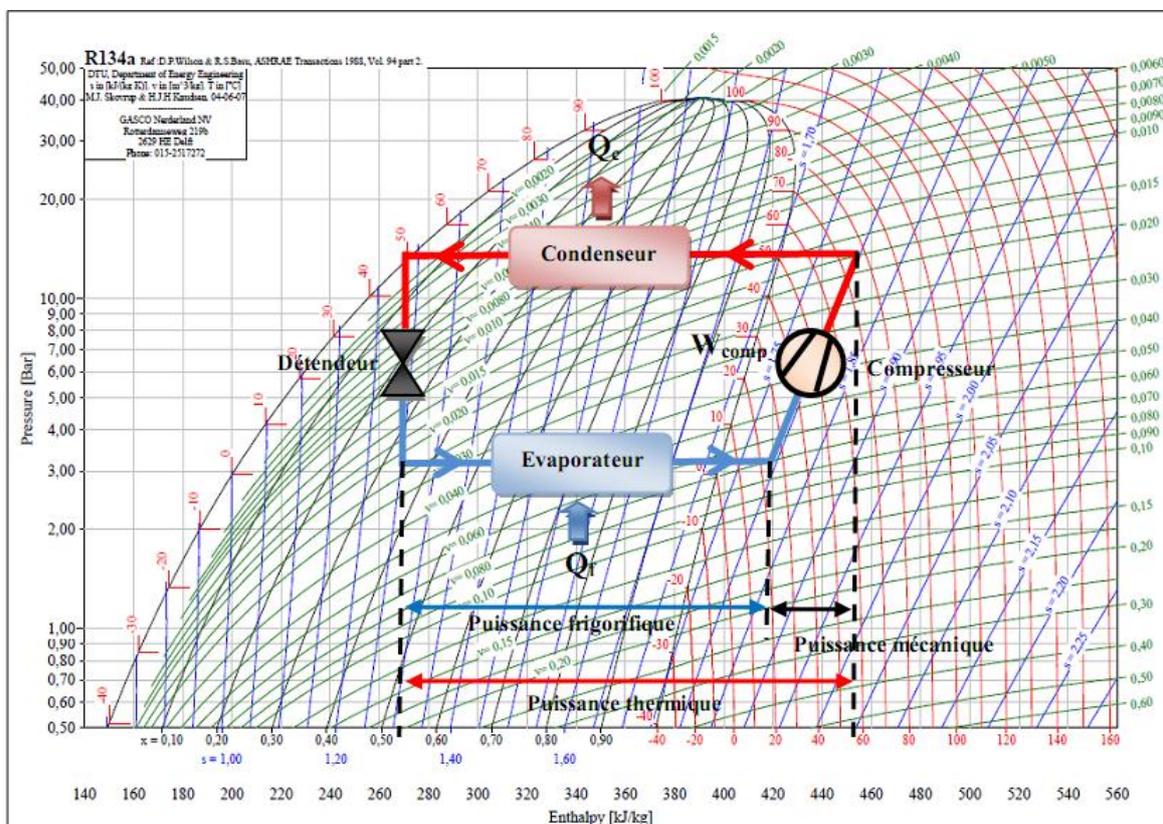


Fig. 22- Cycle sur le diagramme de Mollier

ANNEXE F

F.1 Caractéristiques des différents types de compresseurs.

La voiture Peugeot 207 contient un condenseur de climatisation dont les dimensions et les tailles sont indiquées dans le tableau suivant : [56]

Tableau 33 - Caractéristiques techniques du condenseur

	Condenseur	Évaporateur
Matériel	Aluminium	Aluminium
Réfrigérant	R 134a	R 134a
Hauteur (mm)	415	163
Largeur (mm)	373	263
Ø admission (mm)	16	11
Ø Sortie (mm)	13	9

F.2. Caractéristiques des différents types de compresseurs

Les Caractéristiques des différents types de compresseurs sont rapportées sur le tableau 34. [55]

Tableau 34 - Caractéristiques des différents types de compresseurs

Type	Pistons	Rotatif	Spirales	Vis	Turbo
Volume balayée (m ³ /h)	Jusqu'à 1500	De 350 à 5600	Faible de 10 à 200	de 500 à 5000	De 800 à 50000
Vitesse de rotation (tr/mn)	Jusqu'à 1800	Jusqu'à 4000	Jusqu'à 10000	Jusqu'à 3000	Jusqu'à 30000
Taux de Compression	2 à 10	5 à 6	Environ 5	20 à 30	3.5 à 4
Applications Ménager	Commercial Industriel	Commercial Industriel	Commercial	Industriel	Industriel

Résumé :

Ce présent travail est consacré essentiellement à l'étude et au dimensionnement d'un cycle de climatisation automobile. Il s'agit d'un cycle de climatisation d'un véhicule Peugeot 207 fonctionne sous les conditions climatiques de Tissemsilt. Une modélisation mathématique des différentes charges thermiques de la cabine véhicule ainsi que la boucle frigorifique a été élaborée afin de dimensionner les échangeurs de chaleur de l'installation. Dans ce contexte, un programme en langage MATHCAD a été élaboré. Les résultats obtenus ont été présentés, interprétés et comparés avec ceux du SOLKANE dont l'erreur moyenne obtenue est inférieure à 1.7%.

Mots clés : Climatisation, dimensionnement, charge thermique, habitacle, confort, cycle, performances.

Abstract

This present work is essentially devoted to the study and dimensioning of an automotive air conditioning cycle. This is an air conditioning cycle of a Peugeot 207 vehicle operating under Tissemsilt climatic conditions. A mathematical modelling of the different thermal loads of the vehicle cabin as well as the refrigerating loop was elaborated in order to dimension the heat exchangers of the installation. In this context, a program in Mathcad language has been developed. The results obtained were presented, interpreted and compared with those of the SOLKANE whose average error obtained is less than 1.7%.

Key words: Air conditioning, sizing, thermal load, passenger compartment, comfort, cycle, performance.

ملخص

هذا العمل الحالي مكرس بشكل أساسي لدراسة و تحديد حجم دورة تكييف هواء السيارات. دورة التكييف هاته لسيارة بيجو 207 تعمل تحت ظروف الطقس ولاية تيسمسيلت. تم تطوير النموذج الرياضي للأحمال الحرارية المختلفة لكابينة السيارة بالإضافة إلى حلقة التبريد من أجل تحديد حجم المبادلات الحرارية للتركيب. في هذا السياق، تم تطوير برنامج لغة MATHCAD. تم عرض النتائج التي تم الحصول عليها وتفسيرها ومقارنتها مع نتائج برنامج SOLKANE، حيث كان متوسط الخطأ أقل من 1.7%.

الكلمات المفتاحية: تكييف الهواء ، التحجيم ، الحمل الحراري ، مقصورة الركاب ، الراحة ، الدورة ، الأداء.