



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية العليا للتكنولوجيا والهندسة - عنابة -

ECOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE TECHNOLOGIE ET D'INGÉNIERIE - ANNABA

Département Génie des Procédés et Énergétique

MEMOIRE

En vue d'obtention du diplôme de MASTER

Spécialité : Énergétique

Présenté par

Madjida LAOUADI

Influence du choix du fluide frigorigène sur les performances d'un évaporateur en aluminium destiné à la réfrigération domestique.

Encadré par

Dr. Nassima MALLEM

ENSTI Annaba

Membres du jury :

Dr. BOUDINAR Naouam	Président	ENSTI
Dr. NIOU Slimane	Examineur	ENSTI

Année 2025

Dédicace:

À mon professeur préféré : mon père,

Merci de m'avoir toujours fait confiance, de m'avoir offert les meilleures conditions pour réussir. Merci pour tes visites pendant les examens, ton regard rassurant, et pour m'avoir donné tout ce dont j'avais besoin, au point que je n'ai jamais eu à me comparer aux autres.

Tu as su m'apporter stabilité, force et sérénité. Merci d'être, tout simplement, le meilleur papa du monde.

À ma meilleure docteur : ma mère

Merci de croire en moi inconditionnellement. Merci pour tes prières, tes sacrifices silencieux et ton amour infini. Ta présence est mon ancrage, ton sourire ma lumière. Tu es mon refuge et mon inspiration.

À moi-même,

Je me dédie ce travail en hommage à ma persévérance, mon honnêteté et ma détermination. pour avoir cru en mes capacités et travaillé dur, sans jamais tricher ni abandonner. Ce parcours a été exigeant, mais j'ai su le traverser avec intégrité et courage.

À mes deux pharmaciens préférés : ma sœur Maha et mon frère Amine,

Merci pour votre énergie, vos sourires et votre amour qui m'ont portée, même à distance. Vos mots simples, vos blagues, votre affection m'ont tant aidée à garder le cap.

À ma petite sœur Maya, que j'aime de tout mon cœur.

الملخص

يتناول هذا المشروع دراسة تحليلية لتقييم تأثير نوع سائل التبريد على أداء مبخّر مصنوع من الألمنيوم داخل ثلاجة بتبريد تم إجراء التحليل من جهة السائل، بالاعتماد على معادلات انتقال الحرارة ونموذج حراري للدورة التبريدية، وذلك. ساكن أظهرت النتائج أن البروبان يتميز بكفاءة طاقة أعلى، بينما يوفر. عن طريق البرمجة باستخدام مكتبة حساب حراري الأيزوبوتان أداء حراريًا أفضل ومستوى أمان أعلى للاستخدام المنزلي.

كلمات مفتاحية: مبخّر، سائل تبريد أيزوبوتان، سائل تبريد بروبان، انتقال الحرارة، دورة التبريد، دراسة تحليلية

Abstract

This work presents an analytical study comparing two natural refrigerants, R600a (isobutane) and R290 (propane), in an aluminum evaporator used in static domestic refrigeration. The analysis of fluid was based on heat transfer equations and a thermodynamic model of the refrigeration cycle, developed through programming using the CoolProp library. Results indicate that R290 offers higher energy efficiency, while R600a provides better heat transfer and improved safety for household applications.

Keywords: evaporator, R600a, R290, heat transfer, refrigeration cycle, analytical study.

Résumé

Ce travail présente une étude analytique comparant les performances de deux fluides frigorigènes naturels, R600a (isobutane) et R290 (propane), dans un évaporateur en aluminium utilisé dans une réfrigération domestique à froid statique. L'analyse de fluide s'appuie sur les équations du transfert de chaleur et une modélisation thermodynamique du cycle frigorifique, réalisée par programmation avec la bibliothèque CoolProp. Les résultats montrent que le R290 offre un meilleur rendement énergétique, tandis que le R600a assure un transfert thermique plus efficace et une sécurité accrue pour l'usage domestique.

Mots-clés: évaporateur, R600a, R290, transfert thermique, cycle frigorifique, étude analytique.

Table des matières

Résumé	
Liste des abréviations et nomenclature	
Liste des tableaux	
Liste des figures	
Introduction Générale	2
Chapitre 01:Motivation et Problématique	
1.1. Motivation	5
1.2.Problématique	5
Chapitre 2 :État de l'art	
2.1. Réfrigération domestique et rôle de l'évaporateur	8
2.1.1. Principe général du système de réfrigération :	8
2.1.2. Rôle de l'évaporateur dans le cycle frigorifique :	8
2.2. Fluide frigorigène : propriétés et critères de choix	8
2.3.Impact du fluide sur les performances de l'évaporateur:	9
2.4. Études antérieures et orientations récentes:	9
Chapitre 3 :Méthode analytique et étude comparative	
3.1 Introduction:	12
3.2 Objectif de l'étude analytique:	12
3.3.1 Données réelles fournies:	12
3.3.2 Conditions réelles du cycle	12
3.4. Détermination des propriétés thermodynamiques à l'aide de CoolProp:	12
3.5.Calculs thermodynamiques réalisées:	13
3.6.Analyse thermique de l'évaporateur:	14
3.7.Détermination des paramètres géométriques de l'évaporateur:	15
3.7.1. Description générale:	15
3.7.2. Constitution de l'évaporateur:	15
3.7.3. Dimensions géométriques du tube:	15
3.7.4. Volume intérieur du tube:	16
3.7.5.Choix de l'aluminium comme matériau:	16
3.7.6. Interface avec le fluide secondaire (l'air ambiant):	16
3.8.Conclusion :	16
Chapitre 4 :Analyse et discussion des résultats,comparaisons.	
4.1.Introduction:	19

4.2 .Résultats des calculs thermodynamiques réalisés :	19
4.2.1.Cas du fluide R600a:	19
2.2.2.Analyse thermique de l'évaporateur cas de R600a:	19
4.3 Comparaison des deux fluides et discussion:	22
4.3.1 Comparaison des performances thermodynamiques:	22
4.3.2 Comparaison des performances thermiques de l'évaporateur:	23
4.3.3 Aspects environnementaux et sécuritaires:	23
4.3.4.Interprétation des résultats sécuritaires:	24
4.4.Conclusion:	25
Conclusion générale	26
Références:	28

Liste des abréviations et nomenclature:

1. Liste des abréviations:

Abréviation	Signification
AL	Aluminium
BP	Basse Pression
CFC	Chlorofluorocarbone
HCFC	Hydrochlorofluorocarbone
HFC	Hydrofluorocarbone
HP	Haute Pression
PAO	Potentiel d'Appauvrissement de l'Ozone
PRG	Potentiel de Réchauffement Global
R717	Ammoniac
R744	Dioxyde de carbone
R600a	Isobutane
R290	Propane

2.Nomenclature :

T:Température (K).

P :Pression(bars).

h :L'enthalpie spécifique (kJ/kg).

s :L'entropie spécifique(kJ/kg·K).

ρ: Masse volumique (kg/m³).

μ :Viscosité (Pa·s).

ṁ :Débit massique(kg/s).

V̇ :Débit volumique(m³/s).

Q̇ :Puissance frigorifique (W).

W_c :Travail de compression (W).

U :Coefficient global d'échange thermique(W/m²·K).

D :Diamètres intérieur(m)

L :Longueur (m).

K :Conductivité thermique (W/m·K).

Re :Nombre de Reynolds.

Nu :Nombre de Nusselt.

Pr :Nombre de Prandtl .

h :Coefficient de transfert de chaleur convectif (W/m²·K).

A :Surface d'échange(m²).

Liste des tableaux:

Tableau3.1. Propriétés thermodynamiques aux points clés du cycle frigorifique pour les fluides R600a et R290	13
Tbaleau3.2. Dimensions de l'évaporateur et du serpentin	16
Tableau 4.1. Résultats comparatifs des performances thermodynamiques des fluides	22
Tableau 4.2. Comparaison des performances de l'évaporateur pour les fluides R600a et R290	23
Tableau4.3. Inflammabilité des fluides frigorigènes	24
Tableau4.4. Sécurité des fluides frigorigènes	24

Liste des figures

Figure 1.1. Structure moléculaire du fluide R600a (isobutane)	5
Figure 1.2. Structure moléculaire du fluide R290 (propane)	5

Introduction Générale

Introduction Générale

La réfrigération domestique représente un secteur clé de la consommation énergétique mondiale. Présente dans chaque foyer, elle assure la conservation des aliments et contribue au confort quotidien. Toutefois, les réfrigérateurs sont également responsables d'une part significative de la demande en électricité, ce qui soulève des préoccupations tant économiques qu'environnementales. À l'heure de la transition énergétique et de la lutte contre le changement climatique, l'amélioration de l'efficacité des systèmes frigorifiques s'impose comme une priorité stratégique.

L'évaporateur est l'une des parties les plus importantes d'un cycle de réfrigération. C'est le point où la chaleur est prise de l'environnement pour abaisser la température. Le fonctionnement de cet échange thermique dépend de plus que la forme et le matériau de l'évaporateur. Le fluide utilisé dans le système de réfrigération a un impact significatif sur divers aspects tels que la consommation d'énergie, le travail de compression, l'efficacité énergétique, les effets environnementaux et la sécurité.

L'évolution récente des réglementations internationales, telles que le Protocole de Montréal et le règlement européen F-Gas, impose une limitation progressive de l'usage des fluides frigorigènes à fort potentiel de réchauffement global (PRG). Dans ce contexte, les fluides naturels comme le R600a (isobutane) et le R290 (propane) se positionnent comme des alternatives crédibles aux réfrigérants synthétiques traditionnels. Ils présentent l'avantage d'avoir un faible impact environnemental, tout en conservant des propriétés thermodynamiques intéressantes.

Ce travail s'inscrit dans cette dynamique et vise à évaluer, par une approche analytique, l'influence du fluide frigorigène sur les performances d'un évaporateur en aluminium utilisé dans les réfrigérateurs domestiques à froid statique. À partir d'un modèle simplifié basé sur les lois de la thermodynamique, et grâce à l'utilisation de la bibliothèque de calcul CoolProp, les deux fluides R600a et R290 sont comparés dans des conditions identiques de fonctionnement.

Le mémoire est structuré en quatre chapitres :

Chapitre01: est consacré à la présentation du contexte énergétique global et aux motivations qui ont guidé ce travail. Il introduit les enjeux liés à la consommation énergétique des réfrigérateurs domestiques, la nécessité de choisir un fluide performant, sûr et respectueux de l'environnement.

Chapitre02: développe un état de l'art détaillé. Il présente le fonctionnement général du cycle de réfrigération, le rôle spécifique de l'évaporateur, les critères de choix d'un fluide frigorigène, ainsi qu'une revue des géométries existantes d'évaporateurs, avec une attention particulière portée aux évolutions récentes dans les designs à tubes enroulés.

Chapitre03: expose la méthodologie adoptée pour évaluer les performances du système. Il décrit les hypothèses de base, les conditions réelles de fonctionnement, les équations thermodynamiques mises en œuvre, les paramètres géométriques de l'évaporateur étudié,

Introduction Générale

ainsi que l'utilisation de l'outil CoolProp pour le calcul des propriétés des fluides R600a et R290. Ce chapitre constitue le socle analytique de la comparaison entre les deux fluides.

Chapitre04: est dédié à l'analyse et à la discussion des résultats obtenus. Il compare les performances thermiques et énergétiques des deux fluides en termes de puissance frigorifique, et l'impact environnemental et sécuritaire de chaque fluide est également discuté, afin de proposer des pistes concrètes d'amélioration et d'orientation pour les futurs choix de conception dans les systèmes de réfrigération domestique.

Chapitre 01:
Motivation et Problématique

1.1. Motivation

Dans un contexte mondial marqué par la nécessité de réduire la consommation énergétique et l'impact environnemental des systèmes de réfrigération, devient une priorité. Parmi ces composants, l'évaporateur joue un rôle déterminant, en assurant le transfert de chaleur entre le fluide frigorigène et l'environnement à refroidir. Sa performance est étroitement liée non seulement à sa géométrie, mais aussi aux caractéristiques du fluide frigorigène utilisé.

Les réfrigérateurs domestiques à froid statique, dotés d'un évaporateur serpentin en aluminium, sont prisés pour leur simplicité et leur faible coût. Les fluides R600a (isobutane) et R290 (propane), naturels et à faible PRG, offrent une bonne efficacité énergétique, tout en répondant aux exigences environnementales.

Ce projet s'inscrit dans une démarche d'amélioration des performances thermiques et énergétiques d'un système frigorifique domestique, à travers l'analyse comparative de deux fluides frigorigènes sous les mêmes conditions de fonctionnement. Il s'agit d'évaluer lequel de ces fluides permet d'obtenir le meilleur compromis entre performance, sécurité et impact environnemental, en prenant pour base un évaporateur serpentin en aluminium, modèle typiquement utilisé dans les réfrigérateurs domestiques.

Afin de mieux comprendre la nature chimique des deux fluides étudiés, leurs structures moléculaires sont présentées ci-dessous. Le **R600a** est une molécule d'isobutane (C_4H_{10}), un isomère du butane, tandis que le **R290** correspond au propane (C_3H_8). Voici la figure 1.1 et la figure 1.2 représentant les structures moléculaires des deux fluides étudiés :

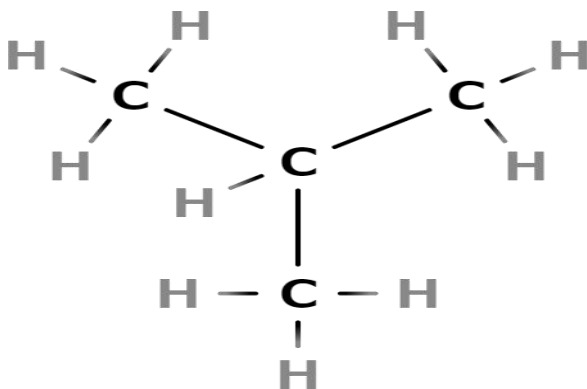


Figure 1 Structure moléculaire du fluide R600a (isobutane)

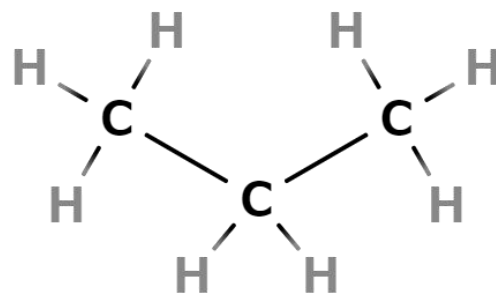


Figure 2 Structure moléculaire du fluide R290 (propane)

1.2. Problématique

Comment le choix du fluide frigorigène impacte-t-il les performances thermiques et énergétiques d'un évaporateur en aluminium utilisé pour la réfrigération domestique ?

Le choix du fluide frigorigène ne se limite pas à une simple substitution : il conditionne la totalité des échanges thermiques au sein du système frigorifique. Les propriétés thermodynamiques telles que l'enthalpie, la densité, la conductivité thermique ou encore la viscosité influencent directement la capacité du fluide à transférer la chaleur dans l'évaporateur. Par ailleurs, des critères tels que la sécurité d'utilisation (inflammabilité, toxicité) et la compatibilité avec les matériaux doivent également être pris en compte.

À travers une modélisation analytique du cycle frigorifique, ce travail vise à comparer les performances des fluides R600a et R290. Les résultats sont évalués en termes :

- de puissance frigorifique
- de travail de compression,
- de coefficient de performance (COP), et de transfert thermique dans l'évaporateur (via les grandeurs comme le nombre de Nusselt, de Reynolds et le coefficient global d'échange thermique).

L'objectif final est d'identifier le fluide qui assure le meilleur rendement thermique et énergétique, tout en étant conforme aux normes de sécurité et de durabilité. Cette analyse apportera des éléments de réponse concrets à la problématique posée et pourra orienter le choix des fluides dans les futures conceptions de réfrigérateurs statiques.

**Chapitre 02:
État de l'art**

2.1. Réfrigération domestique et rôle de l'évaporateur

2.1.1. Principe général du système de réfrigération :

Les réfrigérateurs se divisent principalement en deux catégories : les modèles à froid statique et ceux à technologie no Frost. Cette étude se concentrera sur les réfrigérateurs à froid statique. Le principe de fonctionnement d'un réfrigérateur à froid statique repose sur un cycle naturel de circulation de l'air. L'air refroidi par l'évaporateur entre en contact avec les aliments et l'air ambiant, absorbant ainsi la chaleur et réduisant la température de l'espace réfrigéré. L'air chaud, étant moins dense, monte alors vers le haut de l'appareil, où il est refroidi avant de redescendre dans les zones inférieures. Ce processus permet de maintenir une température relativement homogène, bien que des différences thermiques puissent être observées entre le haut et le bas de l'appareil. Le cycle frigorifique repose sur quatre étapes principales : compression, condensation, détente, évaporation [1]

2.1.2. Rôle de l'évaporateur dans le cycle frigorifique :

L'évaporateur est l'élément clé qui permet au fluide frigorigène de **absorber la chaleur** de l'environnement à refroidir, par le processus d'évaporation. Ce fluide, en changeant de phase de liquide à gaz, extrait la chaleur de l'air ambiant et aide ainsi à maintenir la température basse dans l'appareil. (Une étude expérimentale menée par Tosun (2020) a démontré que le type de géométrie d'évaporateur est le facteur le plus déterminant.[2]

2.2. Fluide frigorigène : propriétés et critères de choix

● **Performance thermique :**

Le rendement d'un fluide frigorigène est généralement estimé à travers son Coefficient de Performance (COP). Un COP élevé signifie une meilleure efficacité énergétique. L'article de socomab met en évidence que le fluide R-32 dépasse le R-410A sur ce plan, notamment grâce à une circulation facilitée dans les conduites et des pertes de pression moindres. Ces caractéristiques permettent une amélioration du transfert thermique, ce qui contribue à réduire la consommation énergétique globale du système.[3]

● **Impact environnemental :**

L'impact environnemental d'un fluide frigorigène est évalué à travers deux indicateurs clés : le Potentiel de Réchauffement Global (PRG) et le Potentiel d'Appauvrissement de l'Ozone (PAO). Les fluides frigorigènes contenant du chlore (CFC et HCFC) ont été interdits car ils ont un fort potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone. Le Protocole de Montréal a ainsi permis la réduction progressive de ces fluides. Les HFC n'ont pas d'effet sur la couche d'ozone mais ont un fort potentiel de réchauffement global (PRG). La réglementation européenne F-Gas impose une réduction progressive des HFC à fort PRG. Les fluides naturels

comme le propane (R290), le dioxyde de carbone (R744) ou l'ammoniac (R717) ont un faible potentiel de réchauffement global et un potentiel nul d'appauvrissement de la couche d'ozone. Ces fluides naturels représentent des alternatives écologiques privilégiées dans les nouvelles installations.[3]

- **Sécurité :**

Certains fluides présentent des contraintes liées à la sécurité. L'article explique que si des fluides comme le propane (R-290) sont très performants, leur utilisation nécessite des précautions strictes en raison de leur forte inflammabilité. L'ammoniac (NH₃) est très efficace thermiquement, mais sa toxicité limite son utilisation à des installations industrielles.[3] Le CO₂, bien que non inflammable, fonctionne sous des pressions très élevées, ce qui demande une conception robuste de l'installation.

- **Compatibilité avec les matériaux :**

Le remplacement d'un nouveau fluide exige une vérification de la compatibilité avec les composants du système. L'article précise que certaines huiles ne conviennent pas à tous les types de fluides et que des ajustements sont parfois nécessaires au niveau des joints, compresseurs ou autres éléments.[3] Ces modifications visent à prévenir les fuites ou l'usure prématurée qui pourraient affecter la fiabilité du système

2.3.Impact du fluide sur les performances de l'évaporateur:

Selon l'article de Rotchana Prapainop et K.O. Suen (2012)[4], les propriétés du fluide frigorigène, comme la conductivité thermique, la densité et la viscosité, influencent directement les performances de l'évaporateur. Un fluide avec une bonne conductivité et faible viscosité améliore le transfert de chaleur et réduit les pertes de charge, augmentant ainsi l'efficacité de l'évaporateur. La température critique et la capacité calorifique du fluide déterminent aussi la plage optimale de fonctionnement. De plus, la présence d'huile peut affecter positivement ou négativement les échanges thermiques selon sa quantité et sa solubilité.[4] Le choix du fluide est donc crucial pour optimiser la performance et l'efficacité énergétique de l'évaporateur.

2.4. Études antérieures et orientations récentes:

- Méndez-Méndez et al. (2022)[5] mettent en évidence que le fluide R1234ze(E) peut remplacer le R134a dans les systèmes à compression de vapeur, bien qu'il entraîne une baisse notable de la capacité frigorifique et du COP. Plusieurs études expérimentales confirment ces pertes de performance, mais soulignent aussi que l'adaptation des systèmes, notamment par l'optimisation de l'évaporateur et l'intégration d'échangeurs de chaleur internes (IHX), permet d'améliorer significativement les performances du cycle.

Ces ajustements sont essentiels pour compenser les limitations liées au faible potentiel de réchauffement global (PRG) du R1234ze(E), faisant de ce fluide une alternative écologique viable.

- L'étude de Ahmed et al. (2019)[6] montre que l'augmentation du débit massique du fluide frigorigène R134a améliore les performances thermiques du cycle de réfrigération, notamment le coefficient de performance, lorsque la température de condensation reste constante. Elle souligne également que le choix du fluide et les conditions d'évaporation influencent significativement l'efficacité du système, mettant en évidence l'importance d'optimiser ces paramètres pour améliorer les transferts de chaleur dans l'évaporateur et les performances globales du cycle.

Chapitre 03:
Méthode analytique et étude
comparative

3.1 Introduction:

Dans ce chapitre, nous présentons la démarche adoptée pour évaluer l'influence du fluide frigorigène sur les performances de l'évaporateur. L'étude repose sur une approche analytique basée sur les lois de la thermodynamique appliquées à un cycle frigorifique simple, avec l'utilisation des logiciels de calcul CoolProp

3.2 Objectif de l'étude analytique:

Le but de cette étude est de comparer les performances thermiques et énergétiques du cycle frigorifique utilisant deux fluides : R600a et R290, dans les mêmes conditions de fonctionnement, afin d'évaluer leur impact sur le fonctionnement de l'évaporateur.

Cette étude permettra, dans le chapitre suivant, d'identifier le fluide le plus adapté en termes de performance énergétique, tout en tenant compte des aspects environnementaux et sécuritaires.

3.3. Données de base et conditions du cycle:

3.3.1 Données réelles fournies:

- Pression de condensation (HP) : **6 bar**
- Pression d'évaporation (BP) : **0.5 bar**
- Vitesse de rotation du compresseur : **2400 tr/min**
- Volume balayé : **11.3 cm³**
- Fréquence d'utilisation : domestique
- Type de fluide : R600a et R290

3.3.2 Conditions réelles du cycle

Le cycle étudié correspond à un fonctionnement réel, et présente les caractéristiques suivantes :

- Compression réellement proche de l'isentropique : $s_1=s_2$
- Détente considérée isenthalpique : $h_3=h_4$
- Entrée du compresseur : vapeur surchauffée
- Sortie du condenseur : liquide sous-refroidi
- Présence de **surchauffe** et de **sous-refroidissement**, tous deux pris égaux à **5 °C**
- Absence de pertes de charge significatives
- Pas d'échange thermique avec l'environnement extérieur

3.4. Détermination des propriétés thermodynamiques à l'aide de CoolProp:

Afin de déterminer les différentes grandeurs thermodynamiques aux points clés du cycle frigorifique, la bibliothèque Python CoolProp a été utilisée. Celle-ci permet d'obtenir les

propriétés des fluides frigorigènes (température, pression, enthalpie, entropie, masse volumique, etc.) à partir de deux grandeurs indépendantes.

Dans notre étude, les calculs ont été réalisés pour les deux fluides R600a et R290, en utilisant les mêmes conditions de fonctionnement (HP, BP, vitesse, volume balayé).

Les grandeurs thermodynamiques ont été calculées aux quatre points clés du cycle frigorifique :

Tableau 3.1. Propriétés thermodynamiques aux points clés du cycle frigorifique pour les fluides R600a et R290

Point	Propriété	R600a	R290
1 (entrée compresseur)	T ₁ (°C)	-23.48	-51.97
	h ₁ (kJ/kg)	523.00	514.94
	s ₁ (kJ/kg·K)	2.3036	2.5298
2 (sortie compresseur)	T ₂ (°C)	46.64	34.56
	h ₂ (kJ/kg)	608.85	632.13
	s ₂ (kJ/kg·K)	2.3036	2.5298
3 (sortie condenseur)	T ₃ (°C)	39.71	34.56
	h ₃ (kJ/kg)	295.54	207.39
	s ₃ (kJ/kg·K)	1.3239	1.0260
4 (sortie détenteur)	T ₄ (°C)	-28.48	-56.97
	h ₄	295.54	207.39
	s ₄	1.3926	1.1076

Afin de déterminer quel fluide frigorigène offre la meilleure performance énergétique et environnementale, cette étude compare les caractéristiques du R600a et du R290 pour identifier le fluide le plus adapté au système.

3.5. Calculs thermodynamiques réalisés:

Débit volumique et débit massique:

Le débit volumique correspond au volume de fluide circulant par unité de temps, tandis que le débit massique exprime la masse de fluide transportée par unité de temps. Ces grandeurs sont essentielles pour dimensionner et analyser la performance du circuit frigorifique.

- Débit volumique :

$$\dot{V} = V \times \frac{N}{60}$$

- Masse volumique

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

- Débit massique :

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

- **Puissance frigorifique (Qf):**

La puissance frigorifique représente la quantité de chaleur extraite du milieu à refroidir, mesurant ainsi la capacité de refroidissement du système.

$$\dot{Q}_f = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$$

- **Travail de compression (Wc):**

Le travail de compression correspond à l'énergie nécessaire au compresseur pour élever la pression du fluide frigorigène, ce qui est crucial pour le fonctionnement du cycle frigorifique.

$$\dot{W}_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

- **Coefficient de performance (COP):**

Il évalue l'efficacité énergétique du système frigorifique, exprimant le rapport entre la puissance frigorifique obtenue et l'énergie consommée par le compresseur.

$$COP = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{W}_c}$$

3.6. Analyse thermique de l'évaporateur:

- **Calcul du nombre de Reynolds**

Le nombre de Reynolds est calculé pour déterminer le régime d'écoulement dans le tube de l'évaporateur :

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

- **Choix de la corrélation pour le nombre de Nusselt**

Le nombre de Nusselt permet d'estimer le transfert de chaleur convectif. Dans le cas d'un écoulement laminaire et thermiquement développé dans un tube circulaire, le nombre de Nusselt est constant et donné par la corrélation classique :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n$$

Tel que :

Re: nombre de Reynolds

Pr: Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$$

- **Le coefficient de transfert de chaleur convectif :**

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

- Résistance par convection **interne** (fluide) :

La résistance thermique liée au fluide dans le tube est donnée par :

$$R_{conv,int} = \frac{1}{h_{in} \cdot A_{int}}$$

Tel que:

$$A_{int} = \pi \cdot D_{int} \cdot L$$

- Résistance par convection **externe** (air) :

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{h_{air} \cdot A_{ext}}$$

Tel que:

$$A_{ext} = \pi \cdot D_{ext} \cdot L$$

- **Résistance par conduction dans la paroi du tube :**

$$R_{tube} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi L \lambda}$$

On utilisons cette expression pour calculer la résistance thermique globale:

$$R_{th\ total} = R_{conv,int} + R_{cond} + R_{conv,ext}$$

- Calcul du coefficient global d'échange thermique:

Le coefficient global d'échange thermique U représente la performance thermique globale de l'évaporateur, en tenant compte de tous les modes de transfert de chaleur (convection interne, conduction dans la paroi, convection externe).

$$U = \frac{1}{R_{totale}}$$

3.7. Détermination des paramètres géométriques de l'évaporateur:

3.7.1. Description générale:

- Modèle étudié : FRE EVAP SERPENTINE RTC_73.5_ST
- Utilisation : réfrigération domestique, convection naturelle.
- Type : serpent in aluminium + feuilles métalliques.

3.7.2. Constitution de l'évaporateur:

- Tube principal en aluminium (AL 1060)
- Embouts en cuivre
- Feuilles d'aluminium collées (ailettes)
- Manchons thermorétractables (protection galvanique)

3.7.3. Dimensions géométriques du tube:

D'après la fiche technique constructeur, les caractéristiques du tube principal sont les suivantes :

Table 2Tbaleau3.2.Dimensions de l'évaporateur et du serpentin

Paramètre	Valeur
Diamètre extérieur (OD)	6,5 mm
Épaisseur du tube	0,75 mm
Diamètre intérieur (ID)	5,0 mm
Longueur totale du serpentin	20,55 m

Le diamètre intérieur, utilisé pour les calculs de débit, de volume et de surface, est obtenu par :

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2e$$

3.7.4. Volume intérieur du tube:

Le volume intérieur du tube, correspondant au volume disponible pour le fluide frigorigène, est calculé comme suit :

$$V = \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{int}}}{2} \right)^2 \cdot L$$

3.7.5.Choix de l'aluminium comme matériau:

L'aluminium a été retenu pour ses propriétés avantageuses :

- Excellente conductivité thermique ($\sim 237 \text{ W/m}\cdot\text{K}$), favorisant un échange thermique rapide.
- Faible densité, contribuant à la légèreté du système.
- Coût réduit, plus économique que le cuivre.
- Facilité de mise en forme, permettant la fabrication de tubes extrudés.
- Bonne résistance à la corrosion.

3.7.6. Interface avec le fluide secondaire (l'air ambiant):

Le **fluide secondaire** est l'air ambiant présent dans le compartiment réfrigéré. L'échange thermique entre le fluide frigorigène (R600a et R290)et l'air se fait :

- Par conduction à travers la paroi du tube en aluminium
- Puis par conduction/dispersion à travers les **feuilles d'aluminium externes**
- Enfin par **convection naturelle** avec l'air ambiant du compartiment (sans ventilateur).

Cette configuration passive permet une **consommation énergétique minimale** tout en assurant une bonne efficacité thermique.

3.8.Conclusion :

Ce chapitre a permis de modéliser analytiquement un cycle frigorifique en utilisant deux fluides frigorigènes, R600a et R290, dans les mêmes conditions de fonctionnement. Les calculs thermodynamiques et l'analyse thermique de l'évaporateur ont mis en évidence

Chapitre 03

l'influence du choix du fluide sur les performances globales du système. Cette étude prépare ainsi le terrain pour une comparaison détaillée des résultats et une évaluation finale dans les chapitre suivant.

Chapitre 4 :
Analyse et discussion des
résultats,comparaisons.

4.1.Introduction:

Dans ce chapitre, nous analysons et comparons les résultats obtenus pour les deux fluides frigorigènes étudiés : le R600a (isobutane) et le R290 (propane).

L'objectif est d'évaluer leur impact sur les performances thermiques et énergétiques de l'évaporateur, en tenant compte à la fois des résultats numériques obtenus par modélisation, et des aspects environnementaux et sécuritaires. Cette analyse permet de dégager les avantages et inconvénients de chaque fluide, et de proposer celui qui est le mieux adapté à la réfrigération domestique dans le contexte étudié.

4.2 .Résultats des calculs thermodynamiques réalisés :

4.2.1.Cas du fluide R600a:

- Débit volumique :

$$\dot{V}_{r600a} = (11.3 \times 10^{-6} \text{ m}^3) \times (40 \text{ tr/s}) = 4.52 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

- Masse volumique à l'aspiration :

$$\rho = \frac{50\,000 \cdot 0.05812}{8.314 \cdot 252.15} = \frac{2906}{2096.3} \approx 1.39 \text{ kg/m}^3$$

- Débit massique :

$$\dot{m} = 1.3 \cdot 4.52 \times 10^{-4} = 6.23 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

→ Débit massique $\approx 0.633 \text{ Kg/s}$

- Puissance frigorifique :

$$\dot{Q}_f = 6.33 \times 10^{-4} \cdot (523 - 295.54) \approx 143,9 \text{ W}$$

- Travail de compression (\dot{W}_c):

$$\dot{W} = 6.33 \times 10^{-4} \cdot (608.85 - 523) \approx 54.3 \text{ W}$$

Coefficient de performance (COP):

$$COP = \frac{227,44}{85,85} = 2,42$$

2.2.2.Analyse thermique de l'évaporateur cas de R600a:

- La section transversale intérieure du tube est calculée par :

$$A_{\text{section}} = \frac{\pi D_{\text{int}}^2}{4} = \frac{\pi \times (0,005)^2}{4} = 1,963 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

- La vitesse moyenne du fluide s'obtient par :

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} = \frac{6.2376 \times 10^{-4}}{1.3 \times 1.9635 \times 10^{-5}} \approx 25.2 \text{ m/s}$$

- Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{1,3 \cdot 25,2 \cdot 0,005}{1,5 \times 10^{-5}} = \frac{0,060594}{1,5 \times 10^{-5}} \approx 10920$$

Re>4000: régime est turbulent

nombre de Prandtl:

$$Pr = \frac{(4,0 \times 10^{-5}) \cdot 1600}{0,065} = \frac{0,064}{0,065} \approx 0,98$$

- **Nombre de Nusselt:**

$$Nu = 0,023 \cdot 4039^{0,8} \cdot 0,98^{0,4} = 38,47$$

- **Le coefficient de transfert de chaleur convectif :**

$$h = \frac{38,7 \cdot 0,014}{0,005} = 108,63 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Résistance par convection **interne** (fluide) :

On calcule A_{in} :

$$A_{in} = \pi \cdot 0,005 \cdot 0,02055 = \pi \cdot 1,0275 \times 10^{-4} \approx 3,2284 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A_{in}} = \frac{1}{108,63 \times 3,2284 \times 10^{-4}} = \frac{1}{0,016627} \approx 30 \text{ K/W}$$

- Résistance par convection **externe** (air) :

On calcul A_{ex} :

$$A_{ex} = \pi \cdot 0,0065 \cdot 0,02055 = \pi \cdot 1,336 \times 10^{-4} \approx 4,197 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Avec $h_{air}=10\text{W/m}^2\text{K}$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A_{ex}} = \frac{1}{10 \times 4,197 \times 10^{-4}} = \frac{1}{0,004197} \approx 238,24 \text{ K/W}$$

Résistance par **conduction** dans la paroi du tube:

$$R_{tube} = \frac{\ln\left(\frac{0,0065}{0,005}\right)}{2\pi \cdot 20,55 \cdot 237} = \frac{0,2624}{30588,3} \approx 8,58 \times 10^{-6} \text{ K/W}$$

- **Résistance thermique totale:**

$$R_{th \text{ total}} = 30 + 8,58 \times 10^{-6} + 238,24 \approx 268,24 \text{ K/W}$$

- Calcul du coefficient global d'échange thermique:

$$U_{int} = \frac{1}{268,24 \times 3,2284 \times 10^{-4}} \approx 11,54 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

(On choisit ici une référence côté fluide frigorigène (côté interne))

Afin de comparer les performances thermiques, on refait les calculs précédents en remplaçant le fluide frigorigène R600a par le R290 (propane), en conservant les mêmes conditions initiales

4.2.3.Cas du fluide R290:

- **Débit volumique**

$$V\dot{r}290 = \dot{V}r600a = 4.52 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Pour l'étude avec le fluide R290, le débit volumique est conservé identique à celui utilisé avec le R600a. Cela.

- **Masse volumique à l'aspiration :**

$$\rho = \frac{5 \times 10^4}{188,6 \times 221,25} \approx 1,1 \text{ kg/m}^3$$

- **Débit massique:**

$$\dot{m} = 1,1 \times 4,52 \times 10^{-4} = 4,972 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

- **Puissance frigorifique**

$$\dot{Q}_f = 4.9 \times 10^{-4} \cdot (514,9 - 207.39) \approx 150,7 \text{ W}$$

- **Travail de compression (\dot{W}_c):**

$$\dot{W} = 4.9 \times 10^{-4} \cdot (632.13 - 514.94) \approx 57.4 \text{ W}$$

- **Coefficient de performance (COP):**

$$COP = \frac{150,7}{57,4} = 2,62$$

4.2.4.Analyse thermique de l'évaporateur:

- La section transversale intérieure du tube est calculée par :

$$A_{\text{section}} = \frac{\pi D_{\text{int}}^2}{4} = \frac{\pi \times (0,005)^2}{4} = 1,963 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

- **La vitesse moyenne du fluide s'obtient par :**

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} = \frac{1.4 \times 10^{-4}}{1.1 \times 1.9635 \times 10^{-5}} \approx 6.4 \text{ m/s}$$

- Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{1,1 \cdot 6,48 \cdot 0,005}{8,1 \times 10^{-6}} = \frac{0,03564}{8,1 \times 10^{-6}} \approx 4400$$

Re>4000: régime est turbulent

- **Nombre de Prandtl:**

$$Pr = \frac{1700 \cdot 8,1 \times 10^{-6}}{0,016} \approx 0,8$$

- **Nombre de Nusselt:**

$$Nu = 0.023 \cdot 4400^{0.8} \cdot 0.8^{0.4} = 17.28$$

- **Le coefficient de transfert de chaleur convectif :**

$$h = \frac{17,28 \cdot 0,016}{0,005} \approx 55,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Résistance par convection **interne** (fluide) :

$$A_{in} \approx 3,2284 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A_{in}} = \frac{1}{56,15 \times 3,2284 \times 10^{-4}} = \frac{1}{0,016627} \approx 56,15 \text{ K/W}$$

- **Résistance par convection externe (air) et Résistance par conduction dans la paroi du tube:**

Les deux fluides étant étudiés dans le même évaporateur, les conditions extérieures et la géométrie du tube ne changent pas. Ainsi, on considère que :

$$R_{conv, air}^{R290} = R_{conv, air}^{R600a} = 238,24 \text{ K/W} \quad \text{et} \quad R_{cond}^{R290} = R_{cond}^{R600a} = 8.58 \times 10^{-6} \text{ K/W}$$

- **Résistance thermique totale:**

$$R_{th total} = 56.15 + 8.58 \times 10^{-6} + 238,24 \approx 295 \text{ K/W}$$

- Calcul du coefficient global d'échange thermique:

$$U_{int} = \frac{1}{295,24 \times 3,2284 \times 10^{-4}} \approx 10,52 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.3 Comparaison des deux fluides et discussion:

4.3.1 Comparaison des performances thermodynamiques:

Tableau 4.1. Résultats comparatifs des performances thermodynamiques des fluides

Paramètre	R600a	R290	Observation
Débit massique (Kg/s)	6.23×10^{-4}	4.9×10^{-4}	Même débit volumique, mais dépend de la masse volumique
Q'(w)	143.9	150.7	Plus élevée pour R290
W(w)	54.3	57.4	Plus élevé pour R290, mais raisonnable
COP	2.42	2.62	R290 a un rendement supérieur

D'après les résultats précédents:

- Le fluide R290 offre généralement un COP plus élevé, ce qui traduit une meilleure efficacité énergétique.

- Le travail de compression peut être légèrement plus élevé pour R290, mais compensé par une puissance frigorifique supérieure.
- Le R600a est moins performant mais peut être plus stable dans certaines configurations.

4.3.2 Comparaison des performances thermiques de l'évaporateur:

Tableau 4.2. Comparaison des performances de l'évaporateur pour les fluides R600a et R290

Paramètre	R600a	R290	Observation
h_i (W/m ² ·K)	108.63	55.3	Transfert convectif interne plus élevé avec R600a
Re	10920	4400	Régime turbulent pour les deux, mais plus marqué avec R600a
Nu	38.4	17.28	Corrélé à Re → meilleur transfert thermique pour R600a
U global (W/m ² ·K)	11.54	10.5	Meilleure performance globale de l'évaporateur avec R600a

- Le fluide R600a présente un coefficient de convection interne nettement supérieur (108.63 W/m²·K) par rapport à celui du R290 (55.3 W/m²·K), ce qui indique un meilleur transfert de chaleur à l'intérieur du tube.
- Le nombre de Reynolds est significativement plus élevé pour le R600a (10920 contre 4400 pour le R290), indiquant un écoulement plus fortement turbulent, favorable au transfert thermique.
- Le nombre de Nusselt, qui dépend directement de Re, est également plus grand pour R600a (38.4 vs. 17.28), traduisant une meilleure efficacité du transfert de chaleur convectif.
- Le coefficient global d'échange thermique U est supérieur pour R600a (11.54 W/m²·K) contre 10.5 W/m²·K pour R290, ce qui démontre que l'évaporateur fonctionne plus efficacement avec R600a, toutes conditions égales par ailleurs.

4.3.3 Aspects environnementaux et sécuritaires:

Afin de compléter la comparaison entre les deux fluides frigorigènes, il est essentiel de considérer les aspects liés à la sécurité et à l'environnement, qui influencent fortement le choix du fluide dans les applications réelles. Ces critères incluent notamment l'inflammabilité, la toxicité, ainsi que les risques d'explosion en cas de fuite. Les tableaux suivants synthétisent les principales caractéristiques en matière d'inflammabilité (tableau 4.3) et de sécurité globale (tableau 4.4) pour les fluides R600a et R290.

Tableau 4.3. Inflammabilité des fluides frigorigènes

Critère	R600a (Isobutane)	R290 (Propane)
Point d'éclair (°C)[7]	~ -60 °C	~ -104 °C
Limites d'inflammabilité (%)[8]	1,8 % à 8,4 %	2,1 % à 9,5 %
Classe d'inflammabilité ASHRAE	A3(forte inflammabilité)	A3(forte inflammabilité)
Nature de la flamme	Flamme rapide	Flamme rapide

Tableau 4.4. Sécurité des fluides frigorigènes

Critère	R600a (Isobutane)	R290 (Propane)
Inflammabilité	Très inflammable, mais un peu moins que R290	Très inflammable, inflammabilité plus élevée
Toxicité[9]	Faible (classe A)	Faible (classe A)
Risque d'explosion[10]	Présent si fuite + source d'ignition	Plus élevé qu'avec R600a
Applications courantes	Appareils ménagers (réfrigérateurs, congélateurs)	Réfrigération commerciale/industrielle
Mesures de sécurité clés[10]	Détection fuite, ventilation, formation	Détection fuite, ventilation, formation, précautions renforcées
Quantité maximale autorisée	Limitée selon réglementation locale	Limitée selon réglementation locale

4.3.4. Interprétation des résultats sécuritaires:

L'analyse de l'inflammabilité et des aspects sécuritaires des deux fluides frigorigènes met en évidence que R600a et R290 présentent tous deux un risque élevé d'inflammabilité, appartenant à la classe A3 selon ASHRAE. Toutefois, le R290 est légèrement plus dangereux sur ce point, en raison d'un point d'éclair plus bas (~ -104 °C) et de limites d'inflammabilité plus larges. Malgré leur faible toxicité, ces fluides exigent la mise en place de mesures de sécurité strictes, telles que des détecteurs de fuites, une ventilation adaptée, et une formation spécifique du personnel. Ce risque accru limite leur utilisation à des quantités faibles dans les systèmes domestiques, conformément aux réglementations locales. En pratique, le R600a reste privilégié pour les réfrigérateurs domestiques, car il offre un bon compromis entre performance thermique correcte et moindre risque d'inflammabilité comparé au R290. À l'inverse, le R290 est plus performant énergétiquement, mais son utilisation est mieux adaptée aux environnements contrôlés comme la réfrigération commerciale ou industrielle.

4.4.Conclusion:

L'analyse comparative a montré que le fluide R290 offre une meilleure efficacité énergétique, avec un COP et une puissance frigorifique supérieurs, ce qui le rend performant pour les applications de réfrigération. En revanche, le R600a présente de meilleures performances thermiques au niveau de l'évaporateur, grâce à un transfert de chaleur plus élevé, un écoulement plus turbulent et un coefficient global d'échange thermique supérieur. Sur le plan sécuritaire, bien que les deux fluides soient classés A3 (fortement inflammables), le R600a présente un risque légèrement moins élevé que le R290, ce qui en fait une option plus adaptée aux environnements domestiques. Ainsi, le choix du fluide frigorigène doit se faire en fonction des priorités de l'application : performance maximale avec le R290, ou compromis entre sécurité et efficacité avec le R600a.

Conclusion générale

L'étude menée a permis d'analyser de manière comparative comment le type de réfrigérant affecte la chaleur et l'efficacité énergétique d'un évaporateur en aluminium conçu pour la réfrigération domestique. Elle a utilisé une méthode rigoureuse impliquant des simulations informatiques, des formules mathématiques et des contrôles de sécurité pour comparer deux fluides possibles: le R600A (isobutane) et le R290 (propane), qui sont tous deux des réfrigérants naturels de classe A3. La performance énergétique du R290 a été évaluée, et il a été constaté qu'il a un coefficient de performance plus élevé (COP) et une puissance de réfrigération plus, ce qui indique une meilleure efficacité dans le cycle frigorifique. D'un point de vue thermique, le R600A a montré un avantage significatif dans l'évaporateur, où il a un meilleur transfert de chaleur interne, une vitesse d'écoulement plus rapide et plus turbulente et un coefficient d'échange thermique global plus élevé. L'efficacité énergétique dépend non seulement du fluide utilisé, mais aussi de l'interaction thermique entre les composants du système. En outre, la recherche sur les problèmes de sécurité et environnementale montre que le R290 affiche de meilleures performances, mais présente aussi un risque d'inflammabilité plus élevé. En conséquence, quelle que soit l'efficacité plus élevée du R290, son utilisation dans les systèmes intérieurs nécessite des mesures de sécurité strictes, voire des restrictions. Cependant, le R600a, qui offre un bon compromis entre performance thermique et sécurité, est l'option la plus fréquemment utilisée dans les réfrigérateurs ménagers. Cette analyse montre qu'il est nécessaire de prendre en compte de nombreux facteurs lors de la sélection d'un réfrigérant, comme son fonctionnement, comment il affecte la température, comment il protège le système et comment il est conforme aux règles.

Ce travail montre que le choix du fluide frigorigène dépend des besoins spécifiques de chaque situation, de ce qui est le plus important (à quel point il fonctionne ou à quel point il est sûr), et ce qui est nécessaire pour chaque utilisation spécifique.

Références:

- [1] Liebherr. (s. d.). *Qu'est-ce qu'un frigo à froid statique ?* Blog Liebherr Électroménager. <https://blog.liebherr.com/electromenager/fr/quest-ce-quun-frigo-a-froid-statique/>
- [2] Tosun, T., & Tosun, M. (2020). Heat exchanger optimization of a domestic refrigerator with separate cooling circuits. *Applied Thermal Engineering*, 168, 114810. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114810>
- [3] Socomab. (s. d.). *Fluide frigorigène : lequel choisir en réfrigération ?* <https://www.socomab.com/contenu/fluide-frigorogene-lequel-choisir-refrigeration/>
- [4] Prapainop, R., & Suen, K. O. (2012). Effects of refrigerant properties on refrigerant performance comparison: A review. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*, 2(4), 6494–6503. https://www.ijera.com/papers/Vol2_issue4/BV24486493.pdf
- [5] Méndez-Méndez, D., Pérez-García, V., Belman-Flores, J. M., Riesco-Ávila, J. M., & Barroso-Maldonado, J. M. (2022). Internal heat exchanger influence in operational cost and environmental impact of an experimental installation using low GWP refrigerant for HVAC conditions. *Sustainability*, 14(10), 6008. <https://doi.org/10.3390/su14106008>
- [6] Ahmed, A., Mohammed, A., & Khaled, M. (2019). Impact of refrigerant charge and mass flow rate on the performance of R134a refrigeration cycle. *International Journal of Advanced Engineering and Technology*, 10(5), 1542–1553.
- [7] The Home Depot. (2019, May). *Safety data sheet: Refrigerant R600a – Isobutane* [PDF]. Retrieved June 20, 2025, from <https://images.thdstatic.com/catalog/pdfImages/00/00cbfbb8-4a76-42b1-979b-beb115040d97.pdf>
- [8] Enviro-Safe Refrigerants, Inc. (2024, October 9). *Safety data sheet: R600a refrigerant* [PDF]. Retrieved June 20, 2025, from https://www.es-refrigerants.com/docs/29172_936.pdf
- [9] Secop. (s. d.). *Refrigerants and classification: R290 and R600a* [Fiche technique]. <https://www.secop.com>
- [10] Secop. (2018, February). *Application guideline for R600a and R290 in household appliances* (Ref. No. DESA610A202). https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/technical-literature/guidelines/application_guideline_r600a_r290_02-2018_desa610a202.pdf