



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería en Organización Industrial

Caracterización y manejo de un circuito frigorífico

Autor:

Sarmiento Gutiérrez, Pablo

Lobo Salgado, Juan Ignacio

Université de Lorraine

Valladolid, Junio 2022

Valladolid, junio 2022

TFG REALIZADO EN PROGRAMA DE INTERCAMBIO

TÍTULO: Prise en main et caractérisation d'un circuit frigorifique

ALUMNO: Pablo Sarmiento Gutiérrez

FECHA: 7 de junio de 2022

CENTRO: École Nationale d'Ingénieurs de Metz

UNIVERSIDAD: Université de Lorraine

TUTOR: Mamadou Coulibaly

Resumen

Este proyecto está basado en dos objetivos principales, la modelización de la máquina frigorífica ET 351C utilizando un *software* de programación gráfica y la creación de prácticas de laboratorio para los alumnos de la *École Nationale d'Ingénieurs de Metz*. El modelo realiza los cálculos necesarios para obtener un estudio energético completo del ciclo frigorífico, tanto globalmente como elemento por elemento. Además, se describe brevemente el comportamiento de la máquina ET 351C, ya que no es posible realizar el balance energético ni proponer ensayos a los estudiantes sin comprender cómo se adapta el ciclo frigorífico a los cambios en los parámetros de funcionamiento de la máquina.

Palabras clave : Máquina frigorífica, modelización, regresión, Xcos, balance energético.

This project is based on two main objectives, the modelling of the refrigeration ET 351C machine using a graphical programming environment and the creation of laboratory guides for the students at the *École Nationale d'Ingénieurs de Metz*. The model makes the calculations needed to carry out a complete energetic study of the refrigeration cycle, both globally and element by element. Furthermore, the behaviour of the ET 351C machine is briefly described, since it is not possible to calculate the energy balance nor propose experiments to the students without understanding how the refrigeration cycle adapts to variations in the working parameters of the machine.

Keywords: Refrigeration machine, modelling, regression, Xcos, energy balance.



UNIVERSITÉ DE LORRAINE

ÉCOLE NATIONALE D'INGÉNIEURS DE METZ

Applied Mechanical Engineering

Prise en main et caractérisation d'un circuit frigorifique

Auteur :

Pablo Sarmiento Gutiérrez

Mamadou Coulibaly

Université de Lorraine

Metz, Juin 2022

Résumé

Ce projet est basé sur deux objectifs principaux, la modélisation de la machine frigorifique ET 351C avec un logiciel de programmation graphique et la création des travaux pratiques pour les élèves de l'École Nationale d'Ingénieurs de Metz. Le modèle fait les calculs nécessaires pour réaliser un étude énergétique complet du cycle frigorifique, globalement comme élément par élément. En plus, le comportement de la machine ET 351C est brièvement décrit, car ce n'est pas possible de réaliser le bilan énergétique et de proposer des essais aux élèves sans bien comprendre comment le cycle frigorifique s'adapte aux changements des paramètres de fonctionnement de la machine.

Mots clés : Machine frigorifique, modélisation, régression, Xcos, bilan énergétique.

This project is based on two main objectives, the modelling of the refrigeration ET 351C machine using a graphical programming environment and the creation of laboratory guides for the students at the *École Nationale d'Ingénieurs de Metz*. The model makes the calculations needed to carry out a complete energetic study of the refrigeration cycle, both globally and element by element. Furthermore, the behaviour of the ET 351C machine is briefly described, since it is not possible to calculate the energy balance nor propose experiments to the students without understanding how the refrigeration cycle adapts to variations in the working parameters of the machine.

Keywords: Refrigeration machine, modelling, regression, Xcos, energy balance.

Remerciements

Je tiens à remercier tout d'abord à l'Université de Valladolid, à l'Université de Lorraine et à l'École Nationale d'Ingénieurs de Metz pour l'opportunité de participer au programme d'échange Erasmus dont j'ai beaucoup appris.

Je souhaite également exprimer ma gratitude au personnel de l'ENIM pour son altruisme et son accueil, et plus particulièrement à mon tuteur du projet, Mamadou Coulibaly, pour ses conseils, sa confiance et son aide, qui ont été déterminants dans la réalisation de cette thèse.

Enfin, je tiens à remercier à ma famille, Esther et mes amis pour leur soutien au fil des années, ce travail est à vous.

Sommaire

Résumé	I
Remerciements	II
Sommaire	III
Liste des figures	V
Liste des tableaux	VII
Liste d'équations.....	VIII
Introduction et objectifs.....	IX
1. Cadre théorique.....	1
1.1 Cycle frigorifique par compression.....	1
1.2 Diagramme p-h	1
1.3 Calculs et équations.....	2
1.4 Hypothèses	3
2. Logiciels et équipement.....	4
2.1 Scilab.....	4
2.2 Xcos	4
2.3 GUNT Hamburg ET 351C	6
3. Modélisation	9
3.1 Régressions	9
3.1.1 Vapeur surchauffée.....	9
3.1.2 Vapeur humide	12
3.1.3 Expressions d'enthalpie et d'entropie	15
3.1.4 Améliorations postérieures.....	16
3.2 Modèle sur Xcos	17
4. Expérimentation	21
4.1 Comportement.....	21
4.2 Essais proposés.....	23
4.3 Comportements particuliers	25
5. Analyse exergetique	28
5.1 Cadre théorique.....	28
5.2 Modélisation	29

5.3 Résultats	31
Conclusions	35
Références bibliographiques.....	37
Annexes.....	39
A. Tableaux thermodynamiques du R513A.....	39
A.1 Vapeur humide.....	39
A.2 Vapeur surchauffée	40
B. Graphique de résidus	43
B.1 Vapeur surchauffée.....	43
B.2 Vapeur humide	47
C. Modèles de la machine frigorifique.....	49
D. Essais proposés pour les travaux pratiques.....	51

Liste des figures

Figure 1. Schémas du système de la machine frigorifique	1
Figure 2. Diagramme p-h d'un cycle frigorifique	2
Figure 3. Sources et sinks utilisés dans le model	5
Figure 4. Operateurs arithmétiques utilisés dans le model	6
Figure 5. Operateur logique utilisé dans le model	6
Figure 6. Machine frigorifique ET 351C.....	7
Figure 7. Schéma de la machine frigorifique ET 351C.....	7
Figure 8. Valeurs réels vs. valeurs de la régression $h(T^2, p)$, vapeur surchauffée	10
Figure 9. Valeurs réels vs. valeurs de la régression $s(T, \ln(p))$, vapeur surchauffée.....	12
Figure 10. Enthalpie de la vapeur saturée et du liquide saturé	13
Figure 11. Entropie de la vapeur saturée et du liquide saturé	13
Figure 12. Régression simple de l'enthalpie de la vapeur saturée	14
Figure 13. Régression simple de l'enthalpie du liquide saturé	14
Figure 14. Régression simple de l'entropie de la vapeur saturée.....	15
Figure 15. Blocs de décision de vapeur humide ou vapeur surchauffée	18
Figure 16. Super bloc détaillé	18
Figure 17. Calculs de l'enthalpie et de l'entropie	18
Figure 18. Enthalpie et entropie du point et calcul de l'augmentation d'enthalpie	19
Figure 19. Calcul du COP du cycle	19
Figure 20. Calcul de la performance du système moteur-compresseur.....	19
Figure 21. Calcul du titre de vapeur du point 4	19
Figure 22. Augmentation des températures T_2 et $T_{2\text{cond}}$ après l'équilibre ..	26
Figure 23. Descente des températures T_4 , $T_{1\text{comp}}$ et T_{10}	26
Figure 24. Rapide descente de la température T_4	27
Figure 25. Calcul de l'exergie du point 1	29
Figure 26. Calcul des pertes d'exergie et de la performance exergetique	29
Figure 27. Introduction de l'entropie	31
Figure 28. Graphique de résidus de T en $h(T, p)$, vapeur surchauffée	43
Figure 29. Graphique de résidus de p en $h(T, p)$, vapeur surchauffée	43
Figure 30. Graphique de résidus de T^2 en $h(T^2, p)$, vapeur surchauffée	43
Figure 31. Graphique de résidus de p en $h(T^2, p)$, vapeur surchauffée.....	44
Figure 32. Graphique de résidus de T^2 en $h(T^2, \ln(p))$, vapeur surchauffée....	44
Figure 33. Graphique de résidus de $\ln(p)$ en $h(T^2, \ln(p))$, vapeur surchauffée	44
Figure 34. Graphique de résidus de T^2 en $h(T^2, \sqrt{p})$, vapeur surchauffée	45
Figure 35. Graphique de résidus de \sqrt{p} en $h(T^2, \sqrt{p})$, vapeur surchauffée	45
Figure 36. Graphique de résidus de T en $h(T, \sqrt{p})$, vapeur surchauffée....	45
Figure 37. Graphique de résidus de T en $s(T, p)$, vapeur surchauffée.....	46

Figure 38. Graphique de résidus de p en $s(T, p)$, vapeur surchauffée.....	46
Figure 39. Graphique de résidus de T en $s(T, \ln(p))$, vapeur surchauffée	46
Figure 40. Graphique de résidus de $\ln(p)$ en $s(T, \ln(p))$, vapeur surchauffée...	47
Figure 41. Graphique de résidus de T2 en $s(T2, \ln(p))$, vapeur surchauffée...	47
Figure 42. Graphique de résidus de T en $h(T, x)$, vapeur humide	47
Figure 43. Graphique de résidus de x en $h(T, x)$, vapeur humide.....	48
Figure 44. Graphique de résidus de $h(T, x)$ pour différents titres de vapeur...	48
Figure 45. Modèle du cycle frigorifique	49
Figure 46. Modèle du cycle frigorifique avec l'analyse exergétique	50

Liste des tableaux

Tableau 1. Régression de l'enthalpie de la vapeur surchauffée	11
Tableau 2. Régression de l'entropie de la vapeur surchauffée	11
Tableau 3. Équivalence de la nomenclature des températures de la machine frigorifique	21
Tableau 4. Essais pour l'étude du comportement du cycle	22
Tableau 5. Résultats des essais du comportement du cycle	23
Tableau 6. Essais proposés.....	23
Tableau 7. Résultats des essais proposés.....	25
Tableau 8. Résultats des essais de l'analyse exergétique.....	32
Tableau 9. Résultats de l'analyse exergétique des essais proposés	33
Tableau 10. Tableau thermodynamique du réfrigérant R513A à l'état de vapeur humide	40
Tableau 11. Tableau thermodynamique de l'enthalpie du réfrigérant R513A à l'état de vapeur surchauffée	41
Tableau 12. . Tableau thermodynamique de l'entropie du réfrigérant R513A à l'état de vapeur surchauffée	42

Liste d'équations

Équation 1. Coefficient de performance	2
Équation 2. Performance énergétique du moteur	3
Équation 3. Performance énergétique de la compression.....	3
Équation 4. Performance énergétique du système moteur-compresseur.....	3
Équation 5. Enthalpie de la vapeur surchauffée	15
Équation 6. Entropie de la vapeur surchauffée	15
Équation 7. Enthalpie de la vapeur humide.....	16
Équation 8. Entropie de la vapeur humide.....	16
Équation 9. Enthalpie de la vapeur saturée.....	16
Équation 10. Entropie de la vapeur saturée	16
Équation 11. Enthalpie du liquide saturé.....	16
Équation 12. Entropie du liquide saturé	16
Équation 13. Enthalpie de la vapeur humide améliorée.....	17
Équation 14. Entropie de la vapeur humide améliorée	17
Équation 15. Exergie d'un point	28
Équation 16. Exergie extraite du cycle frigorifique	28
Équation 17. Pertes exergetiques.....	28
Équation 18. Performance exergetique.....	29
Équation 19. Erreur de calcul de l'exergie à l'état de vapeur surchauffée	30
Équation 20. Erreur de calcul de l'exergie à l'état de vapeur humide	30
Équation 21. Erreur de calcul de l'exergie à l'état de vapeur surchauffée améliorée.....	30

Introduction et objectifs

L'un des domaines les plus importants de la thermodynamique est la production de chaleur et de froid. La production de froid peut se faire par absorption ou par compression, cette dernière méthode étant celle utilisée par la machine frigorifique disponible à l'atelier de l'École Nationale d'Ingénieurs de Metz.

L'objectif de ce projet est de créer un modèle de la machine frigorifique ET 351C du fabricant GUNT Hamburg sur le logiciel Scilab, plus précisément en utilisant son extension Xcos. Ce modèle devra calculer le bilan énergétique du cycle frigorifique, en indiquant les échanges de chaleur dans chaque élément, ainsi que dans les conduits entre eux. Le coefficient de performance de la machine frigorifique sera également calculé et on expliquera l'effet des modifications des paramètres de fonctionnement.

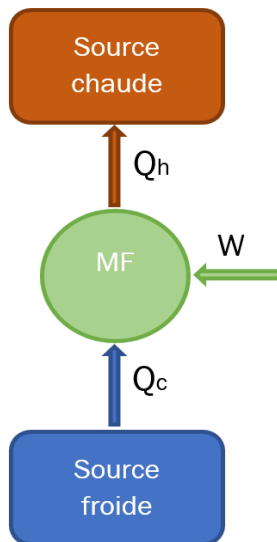
D'autre part, il est également proposé de préparer des travaux pratiques pour les futurs étudiants de l'École Nationale d'Ingénieurs de Metz, où ces pratiques ont une durée de 4 heures que seront utilisées pour bien comprendre le fonctionnement du cycle frigorifique, pour effectuer des mesures et pour calculer le bilan énergétique, qui sera ensuite comparé avec le modèle réalisé sur Xcos.

Le logiciel de programmation Xcos a été choisi pour le développement du modèle parce que, grâce à son interface visuelle, les étudiants pourront comprendre la procédure pour faire le bilan énergétique d'une machine frigorifique beaucoup plus facilement qu'avec un fichier texte contenant le code de programmation (Leros & Andreatos, 2012).

Finalement, bien qu'elle ne soit pas l'objectif des travaux pratiques, l'efficacité exergétique du cycle a été également étudiée, ce qui nous permet de connaître les pertes de ce que l'on appelle aussi « l'énergie transformable en travail ». Cette analyse exergétique est fait dans un modèle différent de celui qui sera fourni aux étudiants et sera réservé au cas où le modèle complet serait utile dans le futur.

1. Cadre théorique

1.1 Cycle frigorifique par compression



Une machine frigorifique fonctionne entre deux sources de température constante que l'on appelle source froide et la source chaude. La source froide est l'espace à refroidir, tandis que la source chaude, qui normalement est considéré l'environnement, est le lieu où on verse la chaleur restante (López, 2004).

Une machine frigorifique par compression comprend quatre éléments principaux (Micallef, 2014):

- Le compresseur augmente la pression du réfrigérant dans un processus supposé adiabatique.
- Le condenseur est un échangeur de chaleur qui fonctionne à pression constante et refroidit le réfrigérant.
- La valve de détente s'occupe de réduire la pression du réfrigérant. Cette étape est considérée comme isenthalpique mais pas isentropique.
- L'évaporateur est le responsable de refroidir la source froide en augmentant la température du réfrigérant. Comme dans le condenseur, il s'agit d'un processus isobarique.

Figure 1. Schémas du système de la machine frigorifique

Tout d'abord, dans un processus supposé adiabatique, le réfrigérant, qui peut être à l'état de vapeur saturée ou vapeur surchauffée, est comprimé. À la sortie du compresseur, le réfrigérant se trouve à l'état de vapeur surchauffée avec l'enthalpie la plus élevée du cycle. Cette vapeur surchauffée entre dans le condenseur où son enthalpie est réduite jusqu'à l'obtention du liquide saturé ou du liquide sous-refroidi, pour ultérieurement réduire la pression dans la valve de détente en transformant le réfrigérant à l'état de vapeur humide. Finalement, le réfrigérant absorbe toute la chaleur retirée de la source froide, produisant ainsi le refroidissement souhaité et obtenant le réfrigérant dans l'état initial (Cleyen, 2015).

1.2 Diagramme p-h

Pour faciliter la compréhension on présente la Figure 2. On constate dans ce cas que le point 1, qui représente le réfrigérant à l'entrée du compresseur, se trouve à l'état de vapeur surchauffée contrairement au point 1' qui se trouve à l'état de vapeur saturée.

À la sortie du compresseur le point 2 est obtenu, on doit souligner que le point 2' serait obtenu seulement si le compresseur fonctionnait de manière isentropique, ce qui nécessiterait un processus adiabatique et réversible. C'est pratiquement impossible à réaliser car cela violerait le deuxième principe de la thermodynamique. (Gislason & Craig, 2002).

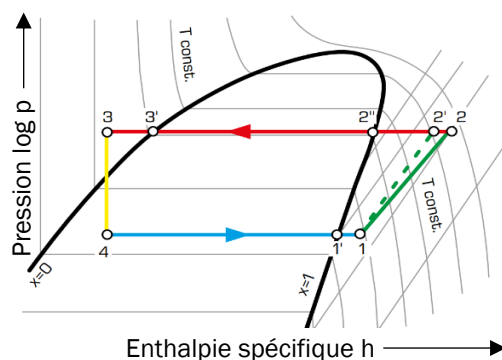


Figure 2. Diagramme p-h d'un cycle frigorifique

Source : Documentation technique ET 351C

La condensation a lieu entre les points 2 et 3. On peut observer dans le diagramme que le réfrigérant est à l'état de liquide sous-refroidi à la sortie du condenseur, le point 3' représente le réfrigérant à l'état de liquide saturé.

Dans la partie gauche de la Figure 2, on peut voir l'expansion isenthalpique produite par la valve de détente, qui transforme à sa sortie l'état du réfrigérant en vapeur humide.

Finalement, dans l'évaporateur le réfrigérant subit une augmentation d'enthalpie à pression constante jusqu'à atteindre le point 1. Cette augmentation d'enthalpie sera égale à la chaleur extraite de la source froide.

1.3 Calculs et équations

Ci-dessous, on donne les clés pour réaliser l'étude d'une machine frigorifique par compression.

Tout d'abord, on doit disposer des tableaux thermodynamiques du réfrigérant à l'état de vapeur humide et de vapeur surchauffée, (voir en annexe A). Ces données sont nécessaires pour calculer les valeurs d'enthalpie et d'entropie de chaque point du cycle à partir de la pression et de la température auxquelles se trouve le réfrigérant.

Tout d'abord, dans l'Équation 1 le COP_{MF} (coefficient de performance) est la valeur de l'efficacité énergétique de la machine frigorifique. Il montre la quantité d'énergie thermique extraite de la source froide pour chaque unité de travail faite par le compresseur (Aphornratana & Sriveerakul, 2010). W est l'énergie introduite dans le cycle par la machine frigorifique sous forme de travail du compresseur, Q_c est la chaleur extraite de la source froide et Q_h est la chaleur évacuée vers la source chaude, on obtient les rendements et expressions suivants.

Équation 1. Coefficient de performance

$$COP_{MF} = \frac{|Q_c|}{|W|} = \frac{|Q_c|}{|Q_h| - |Q_c|}$$

Le modèle analyse également le rendement du système moteur-compresseur, on peut obtenir deux performances de ce système. Le rendement de la transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique du moteur est calculé au moyen de l'Équation 2. L'efficacité de la compression, c'est-à-dire l'efficacité de la transformation de l'énergie mécanique en augmentation de l'enthalpie du réfrigérant, est calculée avec l'Équation 3.

Équation 2. Performance énergétique du moteur

$$\eta_{Pelec-mot} = \frac{M \cdot \frac{2\pi n}{60}}{P}$$

Où M est le couple moteur, n est le régime en rotations par minute (rpm) et P est la puissance électrique.

Équation 3. Performance énergétique de la compression

$$\eta_{mot-comp} = \frac{\Delta\dot{H}}{M \cdot \frac{2\pi n}{60}}$$

Il faut noter que Δh est l'augmentation d'enthalpie spécifique et $\Delta\dot{H}$ la puissance enthalpique, qui est calculée comme le produit de l'augmentation d'enthalpie spécifique et du débit massique du réfrigérant.

Enfin, pour calculer la performance globale du système, il suffit de multiplier les deux efficacités précédentes.

Équation 4. Performance énergétique du système moteur-compresseur

$$\eta_{Pelec-compr} = \frac{\Delta\dot{H}}{P}$$

1.4 Hypothèses

Le modèle a été réalisé en supposant les hypothèses suivantes :

- Le processus de compression est adiabatique, c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'environnement.
- La valve d'expansion fonctionne de manière isenthalpique.
- Le point 3, c'est-à-dire la sortie du condenseur et l'entrée de la valve, se trouve à l'état de liquide saturé, l'enthalpie et l'entropie sont donc calculées à l'aide des tables thermodynamiques pour la vapeur humide avec un titre de vapeur égal à 0.

2. Logiciels et équipement

Le logiciel Scilab, et plus particulièrement son extension Xcos, a été utilisé pour créer le modèle de la machine frigorifique.

2.1 Scilab

Scilab est un langage de programmation avec plusieurs applications, en plus, il permet de compiler programmes écrits dans d'autres langages tels que C et Fortran (Baudin, 2010). Il a été créé dans l'année 1990 par INRIA (*Institut national de recherche en sciences et technologies du numérique*) et ENPC (*École Nationale des Ponts et Chaussées, actuellement École des Ponts ParisTech*).

Parmi ses nombreuses applications on peut souligner les suivantes :

- Algèbre linéaire et matricielle
- Fonctions polynomiales et radicales
- Interpolation et approximation
- Optimisation linéaire, quadratique et non linéaire
- Solveur d'équations différentielles ordinaires et équations algébriques différentielles
- Contrôle classique et robuste, optimisation par inégalités de matrices linéaires
- Optimisation différentiable et non-différentiable
- Traitement du signal
- Statistiques

2.2 Xcos

Xcos est un logiciel de programmation pour réaliser des modèles et simulations de systèmes continus et discrets (Scilab Enterprises, 2013). Les programmes de Xcos ne sont pas basés sur un code écrit mais sur une interrelation de blocs qui remplissent plusieurs fonctions. Ces éléments sont repartis dans les groupes suivantes.

- Systèmes à temps continu
- Fonctions discontinues
- Systèmes à temps discret
- Interpolation
- Gestion d'événements
- Opérations mathématiques
- Matrice
- Électrique

- Entier
- Port et sous-système
- Détection de passage à zéro
- Routage de signal
- Traitement du signal
- Implicite
- Annotations
- *Sinks*
- Sources
- Thermohydrauliques
- Blocs de démonstration
- Fonctions définies par l'utilisateur

Xcos ressemble beaucoup à Simulink (extension de MATLAB) mais il n'y a aucune compatibilité entre eux (Janik & Žáková, 2011). Maintenant, les blocs les plus utilisés pour le développement du modèle de la machine frigorifique sont présentés ci-dessous.

I. Sources et sinks

Comme indiqué dans la section 3.2, le modèle de la machine frigorifique est constitué d'entrées avec lesquelles on fera quelques opérations pour afficher les résultats demandés à la sortie.

Le bloc CONST est utilisé pour introduire les données du problème, il peut contenir des constantes comme des variables. CLOCK_c est nécessaire pour simuler le modèle, il faut le connecter aux blocs d'affichage de résultats et de graphiques. Le bloc AFFICH_m montre les résultats des différents calculs du modèle.



Figure 3. Sources et sinks utilisés dans le model
Source : Xcos

II. Operateurs arithmétiques

Afin de réaliser les calculs de l'étude il faut faire des opérations différentes avec les données obtenues du banc d'essais. Le modèle n'effectue pas d'opérations

très compliquées, étant elles l'addition et la soustraction avec le bloc BIGSOM_f, la multiplication et la division avec les blocs PRODUIT et GAINBLK et les logarithmes avec le bloc LOGBLK_f.

Il faut aussi calculer la valeur absolue avec ABS_VALUE et le maximum entre quelques valeurs au moyen du bloc MAXMIN.

Concernant les matrices, le bloc MATSUM fournit la somme de tous les éléments d'une matrice, c'est donc une fonction de $\mathbb{R}^{n \times m}$ à \mathbb{R} . Par ailleurs, le bloc MATMUL calcule le produit d'une matrice avec une autre matrice ou avec un scalaire.

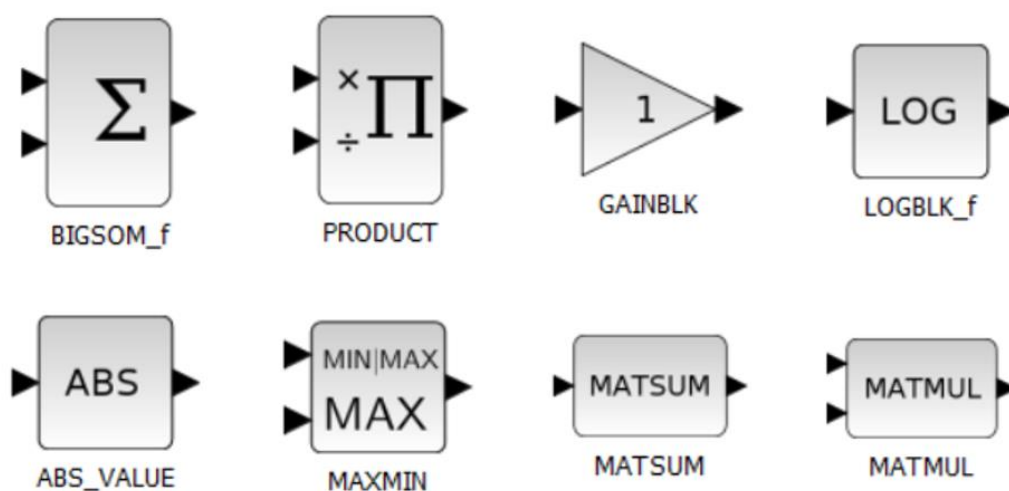


Figure 4. Operateurs arithmétiques utilisés dans le model
Source : Xcos

III. Operateurs logiques

Finalement, le modèle requiert également le bloc RELATIONALOP pour effectuer une comparaison logique entre deux entrées, fournissant un 1 ou un 0. Cette comparaison peut être d'égalité ou d'inégalité et supérieur ou inférieur.



Figure 5. Operateur logique utilisé dans le model
Source : Xcos

2.3 GUNT Hamburg ET 351C

La machine frigorifique utilisée est celle de la Figure 6 fabriqué par GUNT Hamburg, une des entreprises principales de fabrication d'appareils d'enseignement de l'ingénierie. Le cycle utilise le réfrigérant R513A (Mota-Babiloni & et al, 2018) dont les tableaux thermodynamiques se trouvent dans l'annexe A. Ce réfrigérant est en train de substituer le très connu R134a qui est

interdit depuis l'année 2020, cependant, les cycles avec le réfrigérant R513A produisent des performances plus faibles (Sun, Li, & Cui, 2020).



Figure 6. Machine frigorifique ET 351C
Source : Documentation technique ET 351C

Ce banc d'essai comporte sept mesureurs de température et quatre de pression, comme le montre la Figure 7, indiqués respectivement par un « T » et un « P » dans le circuit du réfrigérant.

Dans la partie gauche de la Figure 7 on peut voir l'évaporateur qui fonctionne avec de l'eau chauffée par une résistance électrique (voir « 1 » et « E » dans la Figure 7).

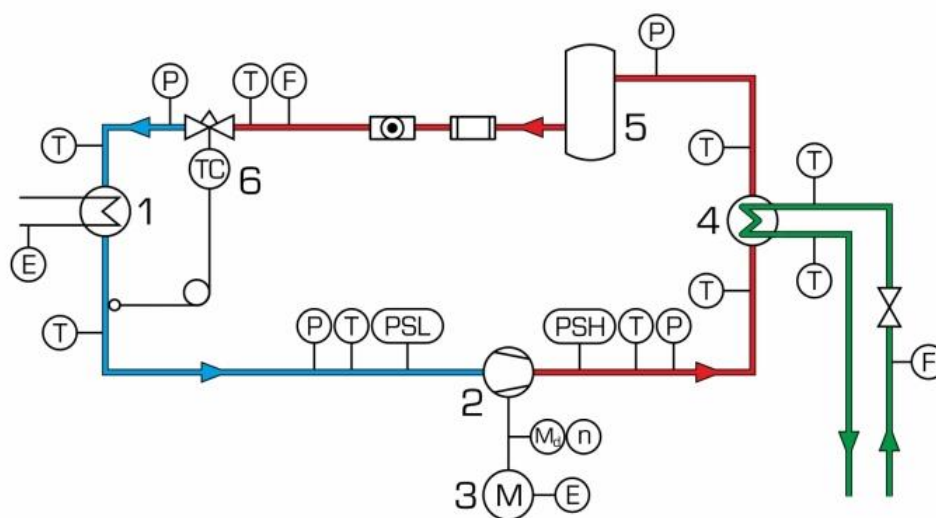


Figure 7. Schéma de la machine frigorifique ET 351C
Source : Documentation technique ET 351C

La compression est réalisée au moyen d'un compresseur (voir « 2 » dans la Figure 7) avec un régime et un couple moteur variables (voir « n » et « M_d » dans la Figure 7) grâce à l'électricité qui lui permet de fonctionner.

Le condenseur fonctionne avec un circuit d'eau à débit variable, le banc d'essai fournit aussi la température de l'eau à l'entrée et à la sortie du condenseur (voir « 4 », « F » et « T » dans la Figure 7).

La valve de détente est thermostatique, réglable à l'aide d'un thermostat (voir « 6 » et « TC » dans la Figure 7). Avant la valve de détente il y a un réservoir et deux éléments pour réguler le débit du réfrigérant (voir « 5 » dans la Figure 7).

3. Modélisation

Avant d'expliquer le modèle il faut clarifier que le calcul de l'enthalpie et de l'entropie n'a pas été fait en cherchant les valeurs dans les tableaux thermodynamiques à partir des données de pression et de température de chaque point du cycle frigorifique. On a plutôt réalisé des régressions de ces tableaux pour obtenir les fonctions qui permettront de calculer l'enthalpie et l'entropie.

3.1 Régressions

Ces régressions ont été obtenues à partir du logiciel Statgraphics. Il s'agit d'un logiciel très utile pour réaliser tout type d'étude statistique (Nau, 2005).

L'étude et optimisation de la régression a été effectuée en faisant attention au graphique des résidus (voir en annexe B) pour vérifier la linéarité de la régression ou, dans le cas contraire, la nécessité de faire des transformations des variables indépendantes¹. D'ailleurs, on essaiera de minimiser l'erreur standard de la régression, en tenant compte des valeurs du R^2 ajusté et des points d'influence avec les résidus les plus élevés.

3.1.1 Vapeur surchauffée

Ci-après, la régression du tableau thermodynamique pour obtenir l'enthalpie de la vapeur surchauffée est expliqué.

La Figure 28 montre les résidus studentisés en fonction de la température, où l'on peut observer une forme de parabole, sans tenir en compte des points en bas du graphique. La Figure 29 montre le graphique des résidus en fonction de la pression, on peut voir une forme de cône, ce qui signifie que l'erreur augmente de façon directement proportionnelle à la pression.

Pour essayer d'améliorer la régression, on change la variable température par la température élevée au carré (Yang, 2012), de cette manière on obtient les graphiques de résidus des Figure 30 et Figure 31.

Le graphique de résidus de la température est maintenant beaucoup mieux, tandis que celui de la pression continue à présenter cette forme de cône. Pour résoudre ce problème, il est nécessaire de faire une transformation sur la variable de la pression en faisant le logarithme népérien, pour finalement obtenir les Figure 32 et Figure 33.

Cette transformation ne semble pas efficace car elle empire le graphique de résidus de la température en lui redonnant une forme de parabole et, d'autre

¹ Le graphique de résidus doit ressembler autant que possible à un nuage de points sans présenter de tendances notoires.

part, elle transforme le graphique de la pression en un graphique invalide parce qu'il présente une forme très différente d'un nuage de points.

Finalement, au lieu d'utiliser le logarithme pour transformer la pression, on le fait avec la racine carrée. De cette façon, on obtient les graphiques de résidus des Figure 34 et Figure 35.

La température est toujours en forme de parabole, bien que légèrement plus aplaniée. D'ailleurs, la pression présente maintenant une forme de cône combinée avec une parabole, donc cette régression n'est pas valide.

On a également essayé de modifier seulement la pression, cependant, le graphique de résidus de température montrait toujours la forme de parabole comme le montre la Figure 36. En plus, l'erreur standard de cette régression était la plus grande.

Avant de décider quelle régression sera utilisée, on présente le Tableau 1, où l'on peut voir un résumé des différentes régressions réalisées. Il faut préciser que la dernière colonne « Points d'influence » indique le nombre de points dont le résidu studentisé est supérieur ou égal à 3. Ces points sont éliminés de chaque échantillon correspondant, car ils sont considérés comme des points d'influence qui peuvent fausser la régression.

En observant le tableau avec le but de minimiser l'erreur de la régression, on peut dire que la fonction choisie pour le calcul de l'enthalpie du R513A dans le modèle sera celle qui correspond à la régression $h(T^2, p)$. La Figure 8 montre les points du tableau (*observed*) en fonction de la droite de régression calculée (*predicted*). Les points qui apparaissent sous forme de croix rouges sont les points d'influence éliminés.

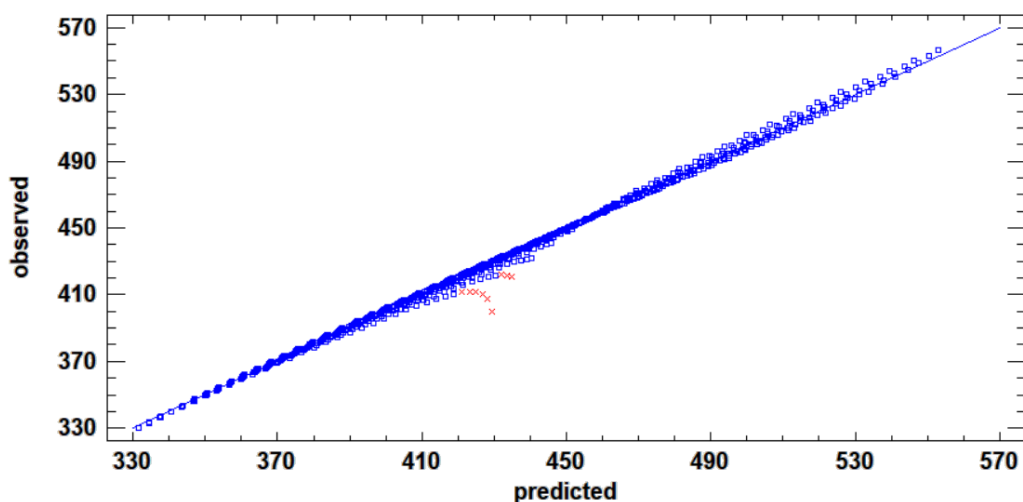


Figure 8. Valeurs réels vs. valeurs de la régression $h(T^2, p)$, vapeur surchauffée

Régression	R ²	Erreur moyenne	Erreur standard	Points d'influence
T, p	98,4365	4,39809	6,04424	10
T ² , p	99,8478	1,34794	1,91591	9
T ² , ln(p)	98,3798	5,10243	6,25608	10
T ² , √p	99,7316	2,09218	2,54454	9
T, √p	98,5911	4,12916	5,79869	8

Tableau 1. Régression de l'enthalpie de la vapeur surchauffée

Après avoir commenté la procédure de choix des fonctions de régression et avec le but d'éviter les arguments répétitifs, l'obtention des régressions suivantes sera brièvement expliquée.

Concernant l'obtention de l'entropie de la vapeur surchauffée, on commence par réaliser la régression avec la température et la pression, étant les Figure 37 et Figure 38 les graphiques de résidus.

On essaie réduire l'erreur des valeurs de basse pression où l'erreur est plus notoire, sans modifier la température. Pour cela, on utilise le logarithme népérien de la pression, Statgraphics fournit les graphiques de résidus des Figure 39 et Figure 40.

Le graphique de résidus de la température est maintenant inversé et plus centré, en plus, la parabole est plus aplanie donc la transformation de la pression a aidé à mieux ajuster la température. D'autre part, l'erreur de régression dans les valeurs de basse pression est résolue et la plupart des points présentent un résidu plus petit. De toute façon, on peut observer dans la Figure 41 que la mise au carré de la température n'élimine pas sa forme parabolique.

Finalement, dans le Tableau 2 on présente les valeurs plus importantes pour la décision sur le meilleur modèle de régression. En suivant la même logique que dans la section précédente, la fonction $s(T, \ln(p))$ est choisie comme la régression pour l'entropie du R513A à l'état de vapeur surchauffée.

Régression	R ²	Erreur moyenne	Erreur standard	Points d'influence
T, p	48,3434	0,0545698	0,0680187	1
T, ln(p)	97,9406	0,0110062	0,0133877	10
T ² , ln(p)	91,8796	0,0217425	0,0270475	7

Tableau 2. Régression de l'entropie de la vapeur surchauffée

La Figure 9 représente la comparaison de la régression avec les valeurs réelles de tableau thermodynamique.

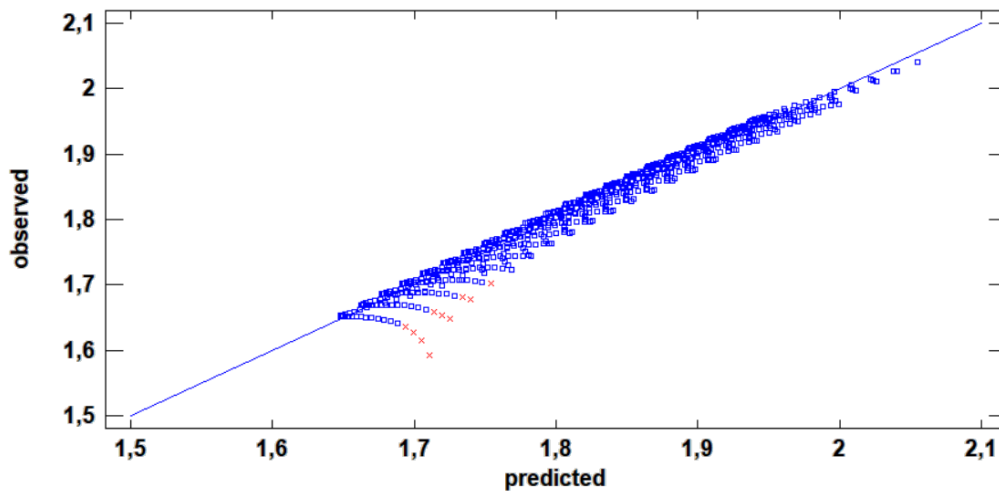


Figure 9. Valeurs réels vs. valeurs de la régression $s(T, \ln(p))$, vapeur surchauffée

3.1.2 Vapeur humide

Les régressions du R513A à l'état de vapeur humide n'ont pas été réalisées en fonction de la température et de la pression, parce qu'il y a une pression déterminée pour chaque température et vice-versa, donc on prend seulement la température. En plus, le titre de vapeur, qui représente le pourcentage de gaz qu'il y a dans la vapeur humide, change les valeurs de l'enthalpie et de l'entropie.

On fait la régression en fonction de la température et du titre de vapeur, les Figure 42 et Figure 43 montrent le graphique de résidus.

Dans la Figure 42, il est facile de voir deux lignes distinctes, correspondant au liquide saturé ($x=0$) et à la vapeur saturée ($x=1$). L'échantillon saisi dans Statgraphics, directement obtenue du tableau thermodynamique du R513A, ne fournit que les valeurs d'enthalpie et d'entropie pour le liquide et la vapeur saturée.

Ici, le titre de vapeur joue un rôle tellement important qu'il n'est pas possible de faire une seule régression multiple en utilisant le titre de vapeur comme variable. Le problème réside dans le fait que, selon le titre de vapeur, l'augmentation de la température et de la pression fait que l'enthalpie et l'entropie augmentent avec différentes vitesses, comme on peut le voir sur les Figure 10 et Figure 11.

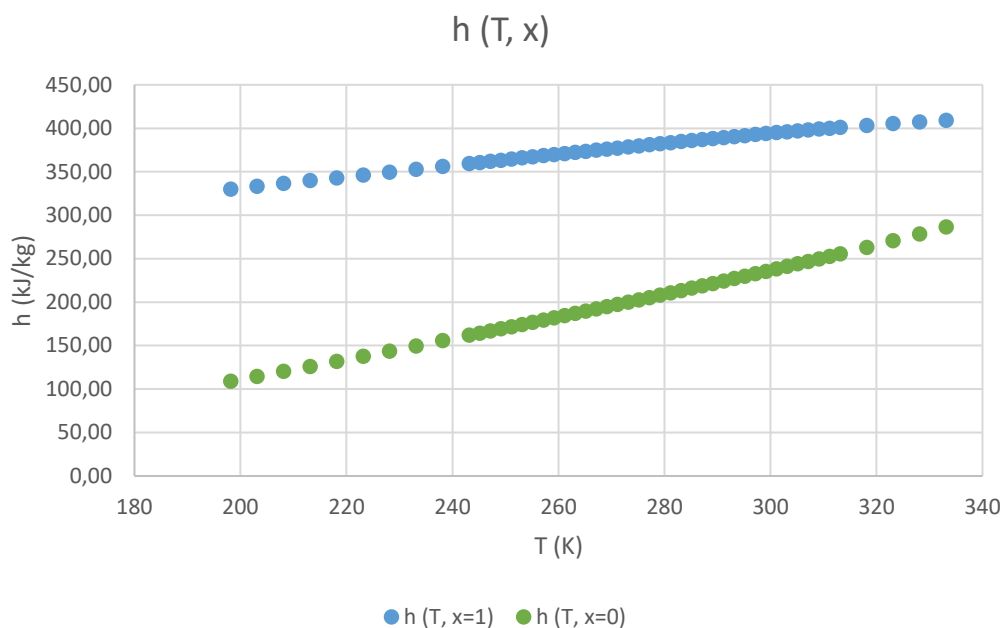


Figure 10. Enthalpie de la vapeur saturée et du liquide saturé

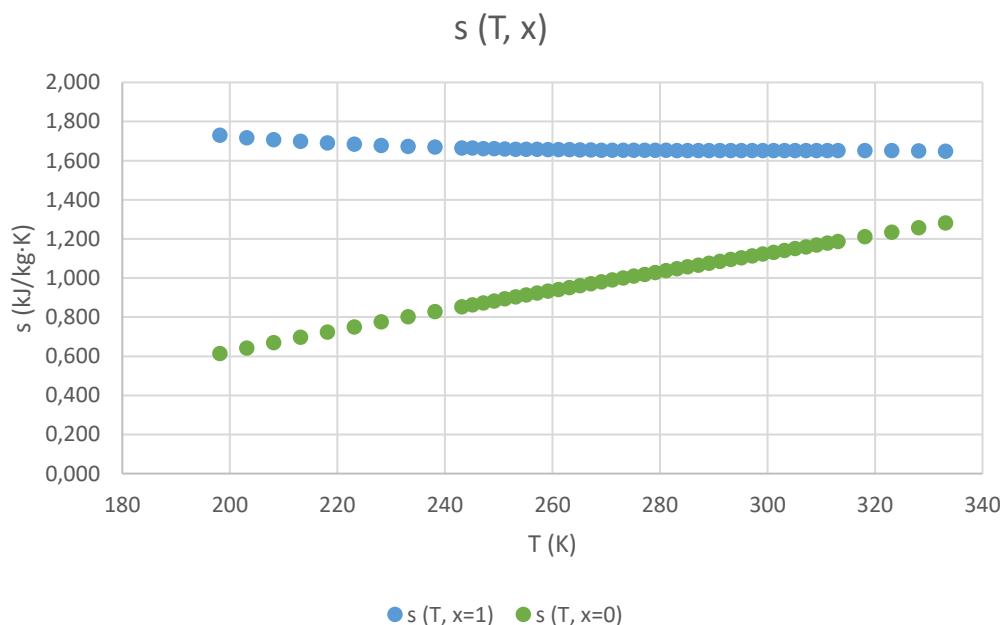


Figure 11. Entropie de la vapeur saturée et du liquide saturé

Dans un cycle frigorifique il y a presque toujours deux points à l'état de liquide saturé et de vapeur saturée. C'est pour ça que l'on a décidé de faire trois régressions différentes : pour le liquide saturé, pour la vapeur saturée et pour la vapeur humide. De plus, on peut voir dans la Figure 44 que, si l'on fait qu'une régression, les erreurs les plus grandes se trouvent quand le titre de vapeur est $x=0$ ou $x=1$.

Les régressions du liquide et de la vapeur saturés sont des régressions simples qui dépendent uniquement de la température car le titre de vapeur est déjà déterminé. Pour obtenir ces fonctions on a utilisé le logiciel Excel au lieu de Statgraphics parce qu'il permet d'avoir plus de flexibilité dans les régressions simples. La Figure 12 montre la régression de la vapeur saturée, tandis que la Figure 13 montre la régression du liquide saturé. L'enthalpie de la vapeur humide est obtenue grâce à Statgraphics au moyen d'une régression multiple.

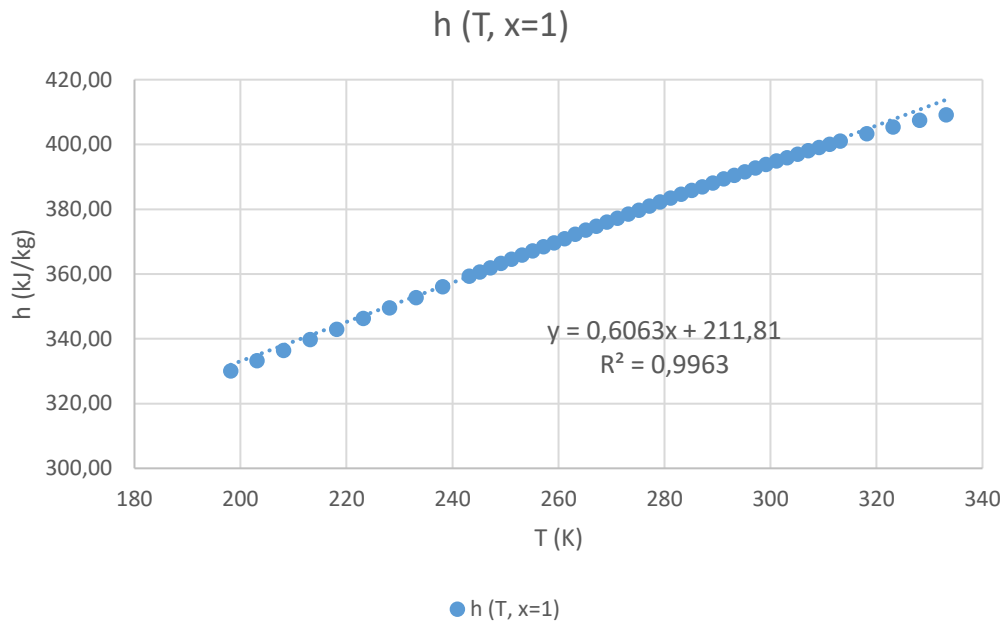


Figure 12. Régression simple de l'enthalpie de la vapeur saturée

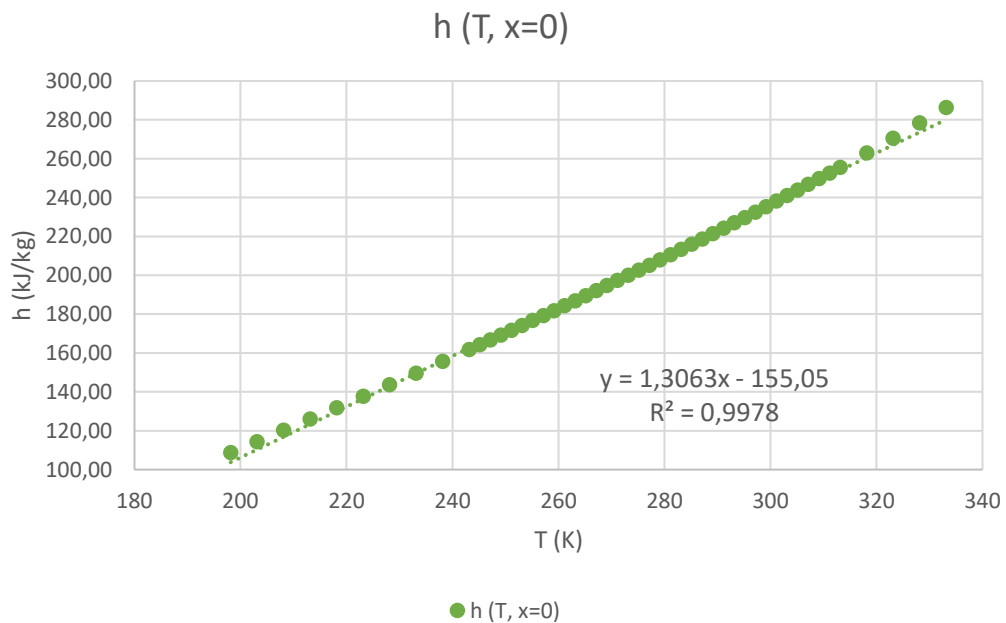


Figure 13. Régression simple de l'enthalpie du liquide saturée

Il se passe exactement la même chose avec l'entropie, donc on procède de la même façon. Dans ce cas, il est plus pratique de faire la régression de la vapeur saturée avec une fonction polynomiale du troisième degré, comme montre la Figure 14.

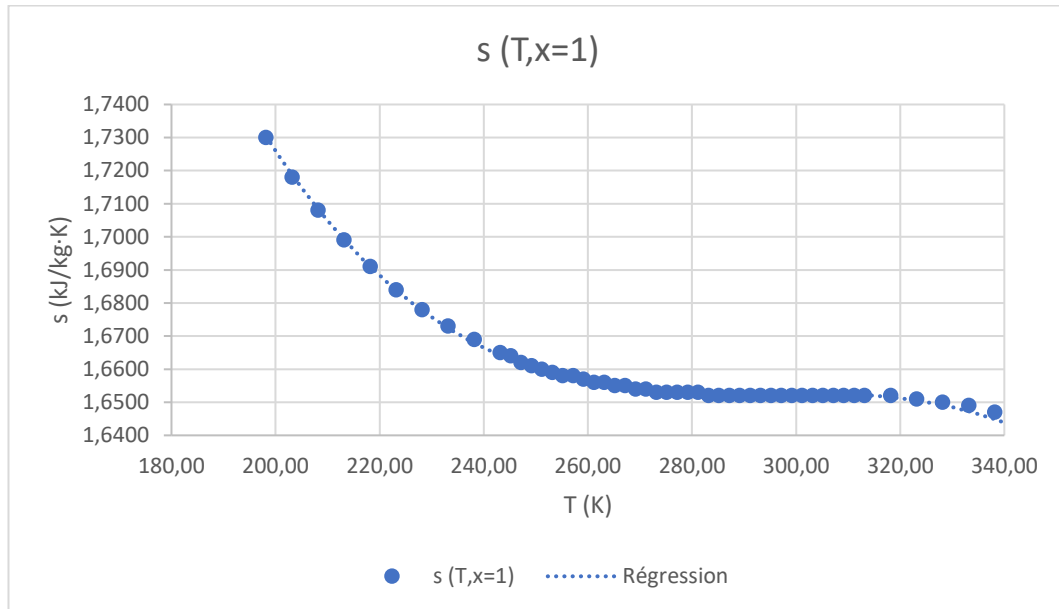


Figure 14. Régression simple de l'entropie de la vapeur saturée

Les régressions du liquide saturé et de la vapeur humide ont été réalisés de la même manière qu'avec l'enthalpie.

3.1.3 Expressions d'enthalpie et d'entropie

Cette section présente les fonctions de régression finales en guise de résumé.

- Enthalpie de la vapeur surchauffée

Équation 5. Enthalpie de la vapeur surchauffée

$$h = 273,426 + 0,00148156 \cdot T^2 - 1,28932 \cdot p$$

- Entropie de la vapeur surchauffée

Équation 6. Entropie de la vapeur surchauffée

$$s = 0,956865 + 0,00288863 \cdot T - 0,087241 \cdot \ln(p)$$

- Enthalpie de la vapeur humide²

Équation 7. Enthalpie de la vapeur humide

$$h = -60,5623 + 0,955931 \cdot T + 178,073 \cdot x$$

- Entropie de la vapeur humide³

Équation 8. Entropie de la vapeur humide

$$s = 0,386708 + 0,00223616 \cdot T + 0,661755 \cdot x$$

- Enthalpie de la vapeur saturée

Équation 9. Enthalpie de la vapeur saturée

$$h = 211,81 + 0,6063 \cdot T$$

- Entropie de la vapeur saturée

Équation 10. Entropie de la vapeur saturée

$$s = 3,7019 - 0,02064 \cdot T + 6,9286 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 7,752 \cdot 10^{-8} \cdot T^3$$

- Enthalpie du liquide saturé

Équation 11. Enthalpie du liquide saturé

$$h = -155,05 + 1,3063 \cdot T$$

- Entropie du liquide saturé

Équation 12. Entropie du liquide saturé

$$s = -0,3388 + 0,0049 \cdot T$$

3.1.4 Améliorations postérieures

Après avoir réalisé plusieurs expériences avec la machine frigorifique, on a constaté que les valeurs obtenues pour le point 4, qui correspond à la sortie de la valve de détente et à l'entrée de l'évaporateur, n'étaient pas très précises. Cela provoquait des erreurs notoires dans le calcul de la performance du cycle frigorifique.

Les fonctions utilisées dans ce cas sont les Équation 13 et Équation 14, puisque l'état du réfrigérant R513A est de la vapeur humide avec un bas titre de vapeur. En raison du manque de précision de ces fonctions, (voir Figure 44), on a réalisé une dernière régression pour l'enthalpie et l'entropie de la vapeur humide seulement pour les petites valeurs du titre de vapeur.

² Voir section 3.1.4

³ Voir section 3.1.4

À cette fin, les données d'enthalpie et d'entropie correspondant à des titres de vapeur de 0.25, 0.125 et 0 sont saisies dans Statgraphics. Les fonctions obtenues sont les suivantes.

- Enthalpie de la vapeur humide améliorée

Équation 13. Enthalpie de la vapeur humide améliorée

$$h = -132,844 + 1,22252 \cdot T + 176,768 \cdot x$$

- Entropie de la vapeur humide améliorée

Équation 14. Entropie de la vapeur humide améliorée

$$s = -0,120296 + 0,0041014 \cdot T + 0,649955 \cdot x$$

3.2 Modèle sur Xcos

Dans l'annexe C on peut trouver l'image du modèle complet réalisé avec le logiciel Xcos, qui sera expliqué plus en détail dans cette section. Tout d'abord, si l'on regarde la Figure 45, on peut voir trois parties différentes, chacune étant précédée d'une brève description en anglais de son but.

Ces premiers blocs sont utilisés pour déterminer si le réfrigérant, compte tenu de la pression et de la température, est à l'état de vapeur surchauffée ou de vapeur humide. La pression et la température sont introduites dans un super bloc que l'on peut voir dans la Figure 16, où elles sont multipliées par la matrice « *mataux* » : un vecteur de 36 éléments, tous de valeur 1. On obtient un autre vecteur de 36 éléments étant la pression et la température du point. Ces vecteurs sont comparés avec la colonne de pression du tableau thermodynamique de la vapeur humide dans le bloc de la Figure 15. Il s'agit d'obtenir un vecteur de valeur 0 dans tous les éléments du tableau de la vapeur humide où la pression est inférieure à celle du point, en délimitant inférieurement la pression. On fait la même procédure en la délimitant maintenant supérieurement pour identifier la pression du point dans le tableau thermodynamique, de telle façon que si l'on multiplie ces deux vecteurs on obtiendra un vecteur dans lequel tous les éléments seront 0 sauf la position où la pression du point est arrondie à la pression du tableau. Finalement, on délimite inférieurement la température (il y aura un 1 dans les éléments dont la température est supérieure à celle du point) et on multiplie les trois vecteurs.

Si le réfrigérant se trouve à l'état de vapeur surchauffé, c'est-à-dire, si la température est trop élevée pour la pression donnée, le résultat de la multiplication des trois vecteurs sera un vecteur nul dont l'addition de tous ses éléments sera 0, sinon la somme sera 1. En d'autres termes, si la sortie du bloc MATSUM, dont la valeur est présentée pour chaque point du modèle, est 0, cela indique que le réfrigérant se trouve à l'état de vapeur surchauffée ; si la valeur est 1, le R513A sera à l'état de vapeur humide

Decision of superheated steam or wet steam

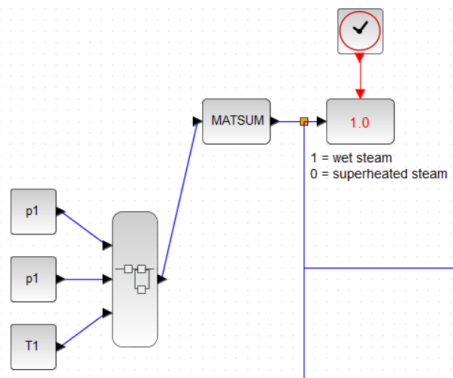


Figure 15. Blocs de décision de vapeur humide ou vapeur surchauffée

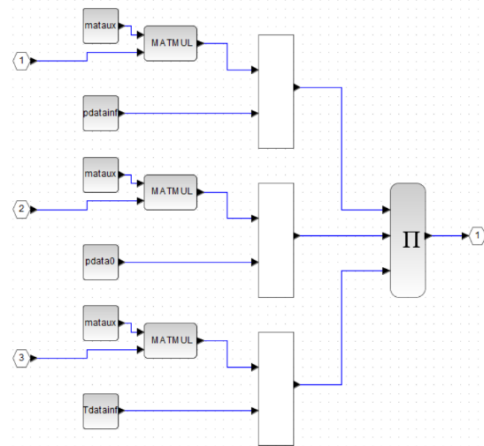


Figure 16. Super bloc détaillé

La partie gauche de la Figure 17 montre la procédure de calcul de l'enthalpie et de l'entropie spécifique pour le point 1 suivant les fonctions obtenues grâce à Statgraphics pour le cas où le réfrigérant se trouve à l'état de vapeur humide, plus précisément de vapeur saturée. Du côté droit, on fait la même procédure pour le cas de la vapeur surchauffée.

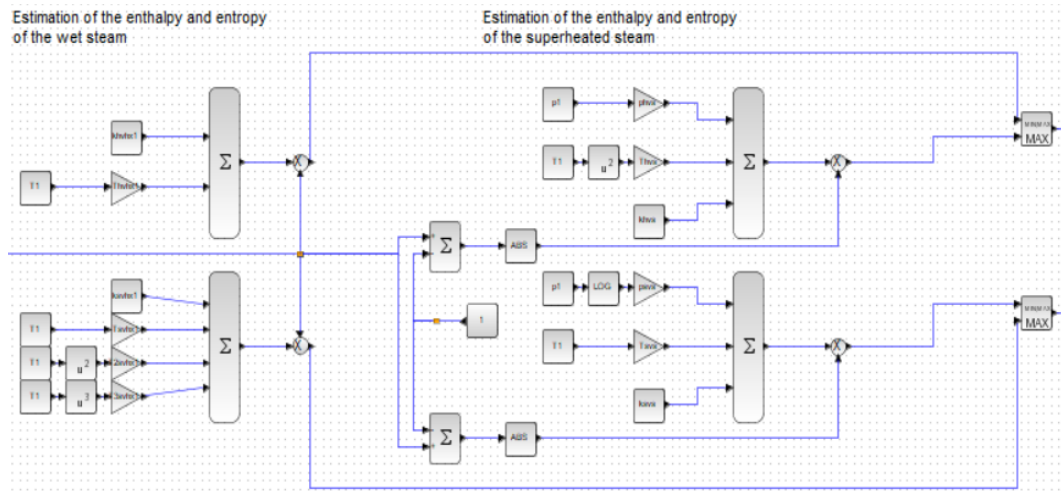


Figure 17. Calculs de l'enthalpie et de l'entropie

Le modèle calcule l'enthalpie et l'entropie dans les deux cas, cependant, pour choisir le cas valide, on les multiplie par 0 dans le cas non valide à l'aide des blocs BIGSOM_f, ABS et CONST. Par exemple, si l'état est de la vapeur surchauffée on multiplie par 1 les valeurs d'enthalpie et d'entropie obtenues avec les fonctions de la vapeur surchauffée et on multiplie par 0 à celles obtenues avec les fonctions de la vapeur humide. Finalement, le modèle prend la valeur maximale en utilisant le bloc MAXMIN.

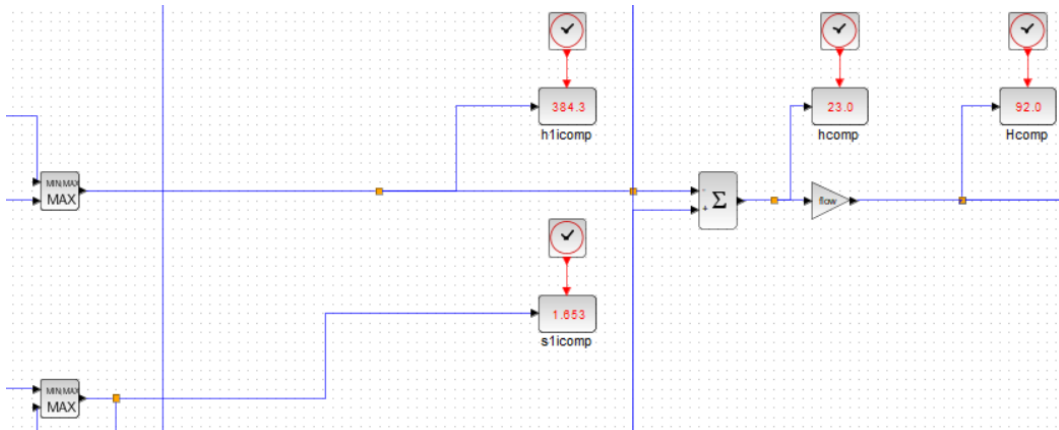


Figure 18. Enthalpie et entropie du point et calcul de l'augmentation d'enthalpie

Ulérieurement, la Figure 18 montre les valeurs d'enthalpie et d'entropie de chaque point. Avec ces valeurs on peut calculer l'augmentation d'enthalpie dans chaque élément du cycle frigorifique, ce qui permet ensuite de réaliser le bilan. En plus, la Figure 19 montre la valeur du COP du cycle.

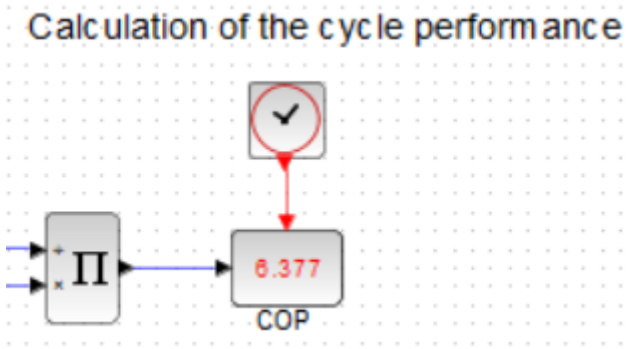


Figure 19. Calcul du COP du cycle

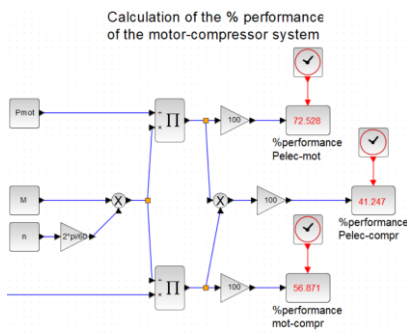


Figure 20. Calcul de la performance du système moteur-compresseur

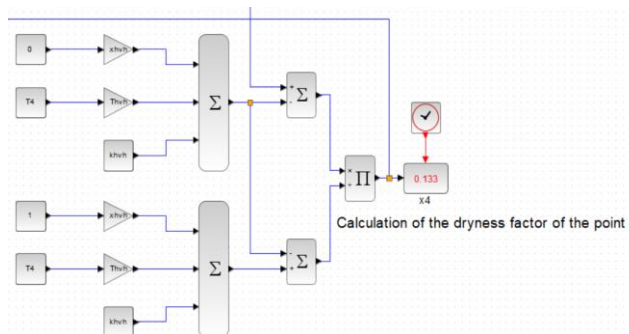


Figure 21. Calcul du titre de vapeur du point 4

De plus, on a fait le calcul de la performance du système comprenant le moteur et le compresseur, ce que l'on peut voir dans la Figure 20. La première performance est celle de la transformation de la puissance électrique en puissance mécanique effectuée par le moteur, tandis que la deuxième performance mesure l'efficacité de la transformation de cette puissance mécanique en une augmentation de l'énergie, au moyen d'un processus

d'augmentation de la pression et température du réfrigérant. La performance globale du système moteur-compresseur est également indiquée.

Finalement, il faut noter que le point 4 qui correspond à la sortie de la valve de détente se trouve à l'état de vapeur humide, donc il faut calculer le titre de vapeur. La Figure 21 montre la partie du modèle correspondant à ce calcul.

4. Expérimentation

La machine frigorifique ET 351C permet de modifier trois paramètres : le régime du moteur, la puissance de chauffage de l'évaporateur et le débit d'eau qui circule dans le condenseur. Le Tableau 3 montre l'équivalence entre la nomenclature des capteurs de température de la Figure 7 de GUNT Hamburg et la nomenclature utilisée dans le modèle Xcos et développée dans ce projet. On a décidé de nommer les mesureurs de cette façon parce qu'elle est considérée comme la manière la plus intuitive et didactique de réaliser les bilans énergétiques et les diagrammes.

Mesureur ET 351C	Mesureur Modèle Xcos
T ₁	T _{1icomp}
T ₂	T ₂
T ₃	T _{2icond}
T ₄	T ₃
T ₅	T _{3ivalv}
T ₆	T ₄
T ₇	T ₁
T ₈	N'est pas étudié
T ₉	N'est pas étudié
T ₁₀	T ₁₀

Tableau 3. Équivalence de la nomenclature des températures de la machine frigorifique

4.1 Comportement

Afin de pouvoir proposer des travaux pratiques permettant aux élèves de comprendre le fonctionnement d'un cycle frigorifique, une étude du comportement du cycle est nécessaire. Les exercices pratiques proposés se trouvent à l'annexe D.

Cette étude a été réalisée en partant d'un état initial et en changeant les trois paramètres dans trois essais différents, pour isoler les effets de chacun sur le cycle. Les essais effectués sont présentés dans le Tableau 4.

Ces essais ne sont pas effectués successivement ; après chaque essai il faut retourner à l'état initial pour s'assurer de l'indépendance des variations provoquées par les changements des paramètres.

Magnitude	Début	Essai 1	Essai 2	Essai 3
P chauffage (W)	400	800	400	400
Régime moteur (rpm)	300	300	300	450
Débit d'eau (g/s)	20	20	40	20

Tableau 4. Essais pour l'étude du comportement du cycle

Dans le premier essai, lorsque la puissance du chauffage de l'évaporateur est augmentée, on observe que la puissance du moteur qui fait fonctionner le compresseur augmente, et par conséquent, le débit de réfrigérant augmente aussi. Toutes les pressions du cycle augmentent, ainsi que les températures dans le compresseur, la valve et bien sûr l'évaporateur. L'augmentation d'enthalpie est nettement plus élevée dans le condenseur et l'évaporateur, tandis que l'augmentation d'enthalpie dans le compresseur est réduite. De ce fait, le COP augmente considérablement.

Dans l'essai 2, la puissance du moteur diminue lorsque le débit d'eau du condenseur augmente, ce qui réduit le couple et le débit de réfrigérant. Les quatre pressions et températures sont réduites. L'augmentation du débit d'eau du condenseur permet donc de réduire la température de l'évaporateur avec moins de puissance moteur et de maintenir le COP. On peut observer qu'il n'y a pas d'augmentation des échanges de chaleur dans l'évaporateur, le COP a la même valeur qu'à l'état initial parce que l'augmentation d'enthalpie est réduite grâce à la réduction du débit du réfrigérant.

Finalement, dans l'essai 3, le régime moteur est augmenté, ce qui augmente la puissance du moteur et le débit de réfrigérant. Le taux de compression augmente, parce que les basses pressions ont été réduites et les hautes pressions ont été augmentées. Les températures d'entrée du compresseur sont réduites et les températures de sortie augmentent. Les températures de sortie de la valve de détente et de l'évaporateur sont également réduites. Bien sûr, l'augmentation de l'enthalpie du compresseur augmente, accroissant également l'augmentation de l'enthalpie du condenseur et de l'évaporateur. En conclusion, l'augmentation de la puissance du compresseur réduit la température de l'évaporateur au détriment du COP.

Magnitude	Début	E. 1	Début	E. 2	Début	E. 3
P chauffage (W)	400	809	402	402	394	393
Régime (rpm)	298	295	295	300	298	446
Débit d'eau (g/s)	21.4	22.7	22.4	41.1	22.2	22.3
P moteur (W)	160	176	179	143	158	245
Couple (Nm)	4.1	4.3	4.1	3.5	3.9	4.1
Débit R513A (g/s)	3.9	5.3	3.8	3.4	3.7	4.5
p ₁ (bar)	4.2	5.0	4.2	3.7	4.0	3.2
p ₂ (bar)	8.9	9.6	9.0	7.7	8.6	9.4
p ₃ (bar)	9.0	9.6	9.0	7.6	8.5	9.4
p ₄ (bar)	4.1	4.9	4.1	3.6	3.8	3.2

T ₁ (°C)	9.2	27.1	9.4	7.0	6.1	-0.3
T ₂ (°C)	38.1	45.9	42.6	39.2	39.0	44.3
T ₃ (°C)	28.3	28.5	26.9	23.4	30.4	27.1
T ₄ (°C)	9.0	12.1	8.7	5.2	7.5	0.3
T _{1comp} (°C)	9.8	25.7	12.4	9.7	9.5	4.2
T _{2cond} (°C)	36.1	43.3	40.3	37.2	36.9	41.9
T _{3valv} (°C)	27.8	26.9	26.4	23.6	28	27.1
T ₁₀ (°C)	19.1	32.2	18.6	15.1	16.7	12.5
ΔH _{evapcomp} (kJ/kg)	1.4	-6.6	6.9	5.6	7.6	12.3
ΔH _{comp} (kJ/kg)	86.3	66.6	93.4	84.1	87.0	137.9
ΔH _{compcond} (kJ/kg)	-7.2	-13.0	-8.1	-6.3	-7.2	-10.1
ΔH _{cond} (kJ/kg)	-643.1	-903.2	-647.8	-591.1	-604.2	-770.4
ΔH _{condvalv} (kJ/kg)	-2.5	-11.1	-2.5	0.9	-11.6	0
ΔH _{valv} (kJ/kg)	0	0	0	0	0	0
ΔH _{evap} (kJ/kg)	565.2	867.3	558.1	506.8	528.3	630.3
COP	6.523	12.861	5.946	6.036	5.938	4.571
% Perf _{elec-mot}	79.97	75.48	70.76	76.89	77.03	78.16
% Perf _{mot-comp}	67.42	50.12	73.78	76.5	71.49	72.01
% Perf _{elec-comp}	53.91	37.83	52.21	58.82	55.07	56.28

Tableau 5. Résultats des essais du comportement du cycle

4.2 Essais proposés

L'un des objectifs de ce projet est la création de travaux pratiques pour les étudiants de l'École Nationale d'Ingénieurs de Metz. Ces séances de laboratoire ont une durée de 4 heures, dont environ 1,5 heure sera utilisée pour prendre les mesures avec la machine frigorifique, tandis que les 2,5 heures restantes seront utilisées par les élèves pour calculer les bilans énergétiques de chaque essai et pour répondre aux questions visant à démontrer leur compréhension du fonctionnement du cycle frigorifique.

Les essais proposés sont ceux indiqués dans le Tableau 6, qui indique aussi le temps pendant lequel le cycle doit fonctionner jusqu'à la prise de mesures de pression et de température.

Magnitude	Essai 1	Essai 2	Essai 3	Essai 4
P chauffage (W)	350	350	600	600
Régime moteur (rpm)	200	200	200	500
Débit d'eau (g/s)	30	50	50	50
Temps équilibre (min)	10	10	20	20

Tableau 6. Essais proposés

La séquence des tests est différente de celle réalisée pour l'étude du comportement de la machine frigorifique ; lorsque l'essai 1 arrive à l'équilibre, le débit d'eau du condenseur est augmenté à 50 g/s ; après la puissance du réchauffeur de l'évaporateur est augmentée à 600 W ; et enfin la vitesse de

rotation du moteur qui entraîne le compresseur est augmentée à 500 rpm. Le temps total de simulation est de 60 minutes. A ce temps, il faut ajouter le temps nécessaire pour effectuer les mesures et modifier les paramètres de la machine frigorifique, mais on peut affirmer qu'il sera inférieur à 1.5 heures.

Le Tableau 7 montre les résultats obtenus à l'aide du modèle réalisé dans Xcos après l'expérimentation de chaque test. Aussi, les énoncés des pratiques proposées se trouvent à l'annexe D.

Pour l'essai 1, on a choisi des petites valeurs pour les trois variables afin d'atteindre l'équilibre plus rapidement et d'éviter que la machine frigorifique, et principalement le compresseur, fonctionne à haute puissance pendant longtemps. C'est précisément l'une des raisons pour lesquelles l'augmentation de la puissance du compresseur s'effectue en dernier.

Le fait que le compresseur fonctionne à des révolutions aussi faibles est à l'origine du COP élevé, puisque l'augmentation d'enthalpie dans le compresseur, qui se trouve au dénominateur de l'Équation 1, sera donc plus faible. Le principal inconvénient dans ce cas est que la température de l'évaporateur est plus élevée, car, comme expliqué dans la section 5, un apport énergétique plus important est nécessaire pour produire du froid à des températures plus basses.

Par la suite, l'augmentation du débit d'eau réduit la puissance du moteur et le couple, ainsi que le débit de réfrigérant, en provoquant une augmentation d'enthalpie plus faible dans le compresseur, le condenseur et l'évaporateur. Toutefois, comme dans la section 4.1, il y a une pire efficacité de transmission d'énergie entre le moteur et le processus de compression. En plus, dans l'essai 2 l'augmentation d'enthalpie dans le compresseur n'a presque pas été réduite tandis que dans la section 4.1 cette réduction était beaucoup plus grande, ce qui explique que le COP dans ce deuxième essai n'a pas augmenté.

Dans le troisième essai, la puissance de chauffage de l'évaporateur est augmentée, l'effet provoqué est le même que celui expliqué dans la section 4.1. Dans ce cas le COP augmente également parce que la machine extrait plus de chaleur (ou plus de froid est produit) de l'évaporateur.

Enfin, la vitesse de rotation du moteur est augmentée, ce qui provoque une augmentation considérable d'enthalpie dans le compresseur, le condenseur et l'évaporateur. La température de l'évaporateur diminue tandis que le COP du cycle de réfrigération est réduit et que l'efficacité du système moteur-compresseur augmente.

Magnitude	Essai 1	Essai 2	Essai 3	Essai 4
P chauffage (W)	348	343	592	597
Régime (rpm)	199	200	200	499
Débit d'eau (g/s)	30.9	51.4	52.1	52.1
P moteur (W)	98	91	84	227
Couple (Nm)	3.4	3.1	2.9	3.7
Débit R513A (g/s)	2.8	2.3	2.9	5.1
p ₁ (bar)	4.7	4.4	4.8	3.0
p ₂ (bar)	7.8	7.1	7.1	7.5
p ₃ (bar)	7.8	7.1	7.1	7.6
p ₄ (bar)	4.7	4.4	4.8	2.8
T ₁ (°C)	19.9	17.9	25.6	5.0
T ₂ (°C)	35.1	34.4	35.6	46.7
T ₃ (°C)	24.3	21.9	21.5	21.9
T ₄ (°C)	13.6	10.6	12.7	1.6
T _{1comp} (°C)	20.9	19.1	24.6	12.4
T _{2cond} (°C)	32.6	32.7	33.9	44.0
T _{3valv} (°C)	23.9	23.3	22.4	22.4
T ₁₀ (°C)	23.7	21.6	29.4	18.2
ΔH _{evapcomp} (kJ/kg)	2.4	2.4	-2.6	31.5
ΔH _{comp} (kJ/kg)	24.3	23.3	20.1	127.3
ΔH _{compcond} (kJ/kg)	-6.4	-3.6	-4.5	-13.0
ΔH _{cond} (kJ/kg)	-471.4	-396.7	-504.9	-930.3
ΔH _{condvalv} (kJ/kg)	-1.5	4.2	3.4	3.3
ΔH _{valv} (kJ/kg)	0	0	0	0
ΔH _{evap} (kJ/kg)	452.5	370.4	488.5	781.1
COP	18.631	15.922	24.346	6.135
% Perf _{elec-mot}	72.30	71.35	72.31	84.17
% Perf _{mot-comp}	34.28	35.83	33.03	65.85
% Perf _{elec-comp}	24.78	25.57	23.89	56.08
Temps équilibre (mins)	10	10	20	20

Tableau 7. Résultats des essais proposés

4.3 Comportements particuliers

Cette section parle des principales difficultés rencontrées pendant la réalisation des essais et de la saisie des données.

Les deux problèmes les plus importants sont liés aux températures T₁, T₇ et T₁₀. Le premier est le temps nécessaire pour atteindre l'équilibre, souvent plus de 40 minutes. En outre, lorsque ces températures sont progressivement augmentées, la température de sortie du compresseur commence à augmenter légèrement aussi après avoir atteint l'équilibre, comme on peut le voir sur la Figure 22.

Le deuxième problème arrive lorsque ces températures doivent être réduites pour atteindre l'équilibre. C'est alors que se produit ce que l'on peut voir sur les

Figure 23 et Figure 24. En plus, à la fin de la Figure 24, pratiquement toutes les variables ont atteint l'équilibre, à l'exception des températures marquées.

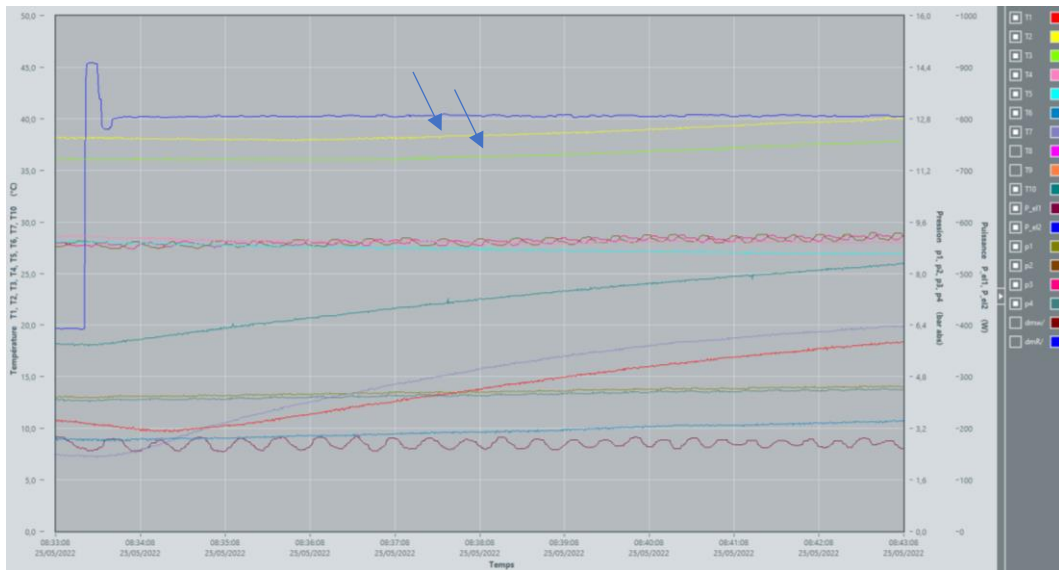


Figure 22. Augmentation des températures T2 et T2icond après l'équilibre

Sur la figure suivante, ces trois températures continuent de baisser et après 15 minutes d'essai, la T₇ descend fortement et passe en dessous de la T₆, qui correspond à la sortie de l'évaporateur. Cela signifierait que l'évaporateur absorbe de la chaleur, ce qui est précisément la fonction inverse qu'il doit faire. De plus, quand le point 7 se trouve à une température de 7 °C et à une pression d'un peu plus de 4 bars, le R513A est à l'état liquide comprimé, ce qui doit être évité parce qu'à l'entrée du compresseur il doit y avoir de la vapeur saturée ou surchauffée.

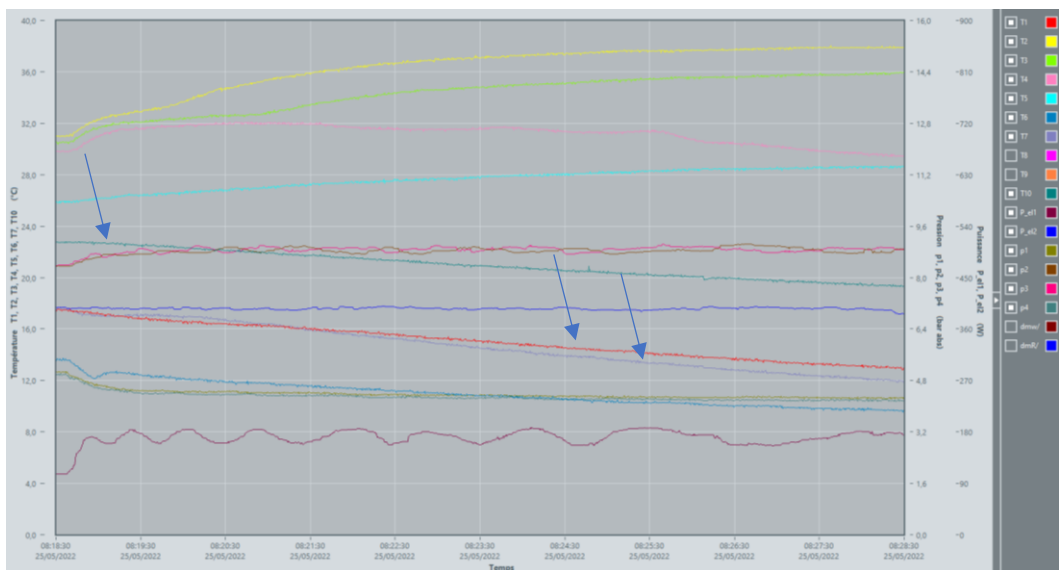


Figure 23. Descente des températures T4, T1icomp et T10

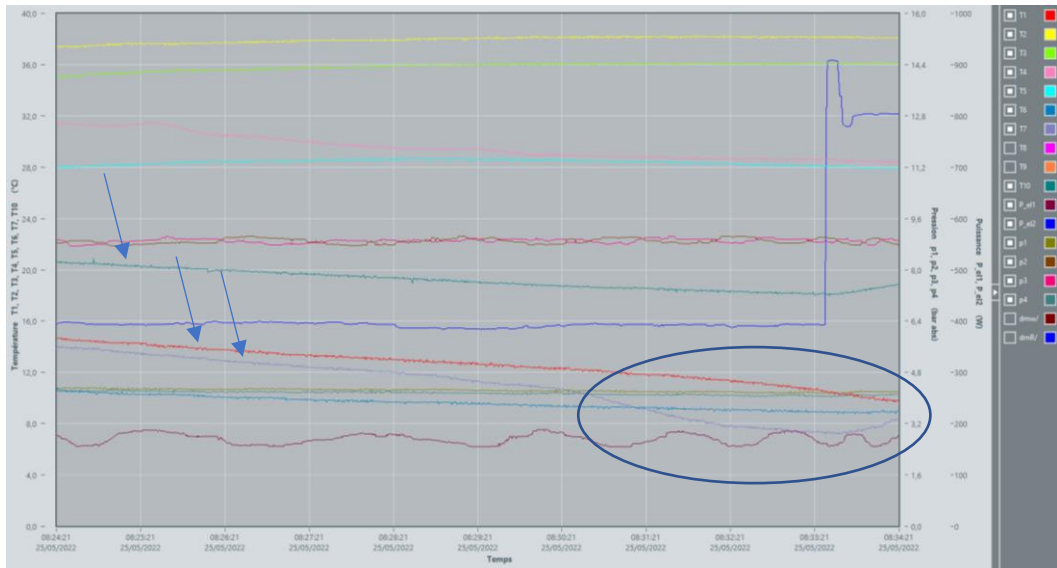


Figure 24. Rapide descente de la température T4

D'autre part, dans les tableaux où sont présentés les calculs des essais, on constate que l'augmentation d'enthalpie entre les différents éléments, par exemple le $\Delta H_{evapcomp}$ dans le Tableau 7, est parfois positive et parfois négative. En effet, la machine frigorifique possède des réservoirs entre les éléments du cycle pour, entre autres, empêcher que le liquide saturé pénètre dans le compresseur quand T_1 descend très rapidement, (le point T_1 a été transformé en liquide comprimé mais T_{1icomp} était encore de la vapeur). Ce qui se passe, c'est que lorsque la température augmente (voir l'essai 3 du Tableau 7), T_1 , qui se trouve avant le récipient, augmente plus rapidement que T_{1icomp} et comme T_1 est plus élevé que T_{1icomp} , l'augmentation d'enthalpie est négative. Lorsque ces températures diminuent (voir l'essai 4 du Tableau 7), c'est le cas contraire.

5. Analyse exergetique

Bien que ne faisant pas partie des travaux pratiques, une étude exergetique du cycle frigorifique a également été réalisée.

5.1 Cadre théorique

L'exergie est une magnitude utilisée pour mesurer la qualité de l'énergie, c'est-à-dire l'énergie ou le travail utile qui peut être obtenu à partir d'une source d'énergie donnée, comme n'importe quel point du cycle frigorifique (Alismail, Mohamed Bouziane, & Touaibi, 2021).

L'exergie est obtenue par l'équation suivante (Wang, Dai, & Gao, 2008), où h et s sont l'enthalpie et l'entropie du point, h_0 et s_0 celles de l'environnement et T_0 la température ambiante. Ce qu'il représente, c'est le travail qui pourrait être effectué par un moteur réversible dans un cycle de Carnot ayant comme source chaude le point en question et comme source froide l'environnement (Chen & Su, 2007).

Équation 15. Exergie d'un point

$$e = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0)$$

La machine frigorifique produit du froid en extrayant la chaleur de l'évaporateur, dans l'étude de l'exergie il faut calculer l'exergie de l'énergie extraite. Cet exergie, quelques fois dite de refroidissement, est obtenue avec l'équation. Où Δh_{ext} est l'enthalpie extraite de l'évaporateur et T_c est la température de l'évaporateur.

Équation 16. Exergie extraite du cycle frigorifique

$$e_{ext} = \Delta h_{ext} \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right)$$

Les pertes d'énergie sont calculées en utilisant l'Équation 17. Les pertes sont l'inverse de l'augmentation de l'exergie, c'est-à-dire l'exergie initiale moins l'exergie finale. De plus, dans le cas de la compression, l'augmentation d'exergie grâce au travail effectué par le compresseur ne doit pas être prise en compte comme une perte. D'ailleurs, la production de froid ne doit jamais être considérée comme une perte. Dans le modèle, ces pertes sont présentées en pourcentage afin d'identifier les points les plus faibles du cycle.

Équation 17. Pertes exergetiques

$$e_{loss} = -\Delta e + w - e_{ext}$$

Finalement, pour avoir une idée générale du rendement exergetique de la machine frigorifique, on peut calculer le rendement au moyen de l'Équation 18 (McGovern & Harte, 1995). Où E_{ext} est l'exergie extraite de l'évaporateur et

W_{comp} est le travail effectué sur le réfrigérant sous forme d'augmentation d'enthalpie. On met le W_{comp} dans le dénominateur parce que le ΔE_{comp} ne prendrait pas en compte les pertes exergétiques du compresseur.

Équation 18. Performance exergétique

$$\psi = \frac{E_{ext}}{W_{comp}}$$

5.2 Modélisation

Afin de réaliser le bilan énergétique, il faut expliquer avant les changements correspondants au modèle Xcos. Le modèle complet est présenté à la Figure 46 de l'annexe C. La Figure 25 représente les valeurs d'enthalpie et d'entropie présentes dans le modèle précédent, ainsi que l'exergie de chaque point, cette dernière étant calculée selon l'Équation 15.

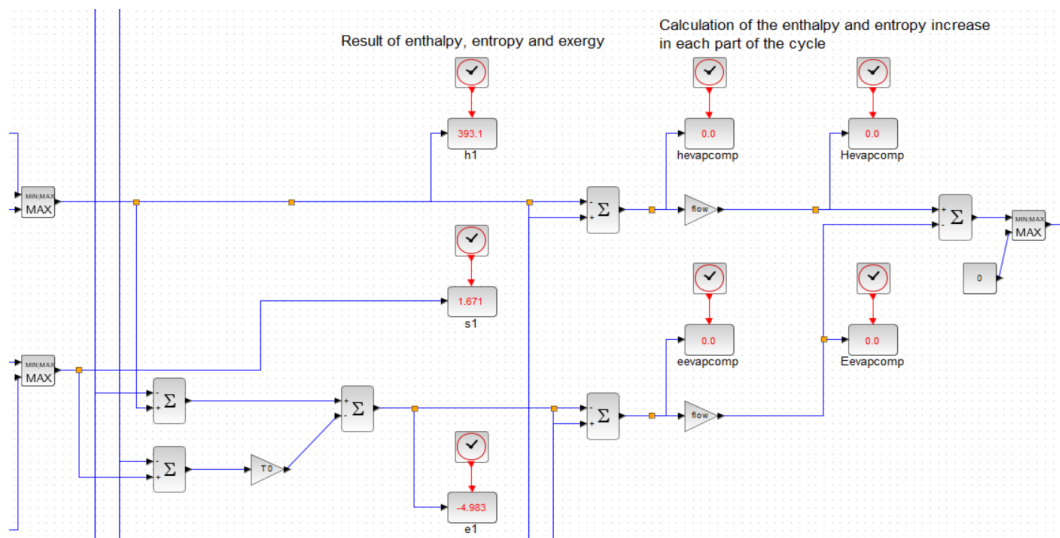


Figure 25. Calcul de l'exergie du point 1

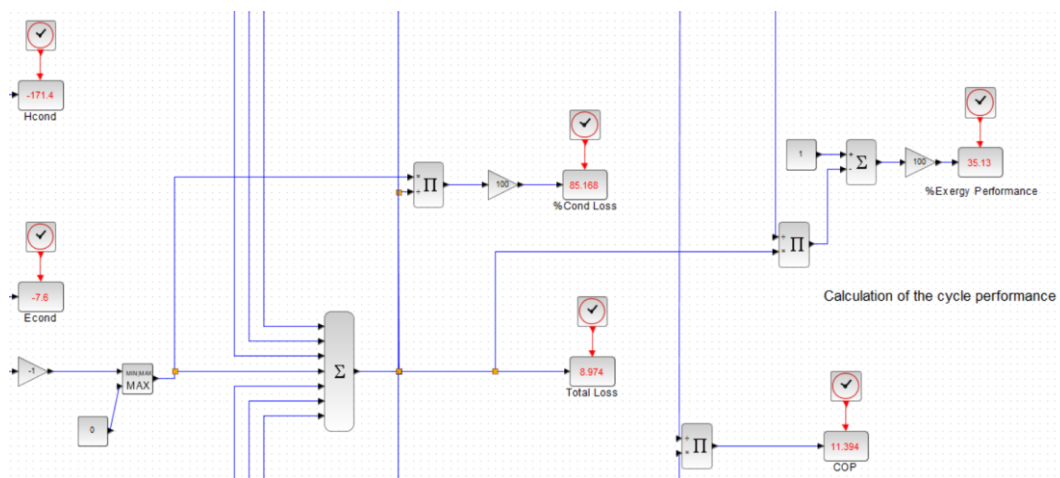


Figure 26. Calcul des pertes d'exergie et de la performance exergétique

D'autre part, la Figure 26 montre le calcul du COP, la performance exergétique et le pourcentage de perte d'énergie dans les quatre éléments du cycle frigorifique et dans les trois conduits entre l'évaporateur et le compresseur, entre le compresseur et le condenseur et entre le condenseur et la valve de détente.

Il convient de préciser que dans la partie droite de la Figure 25, le maximum entre l'incrément exergétique et 0 est calculé pour s'assurer que les pertes dans les éléments du cycle ne sont pas négatives, ce qui signifierait que l'énergie serait créée spontanément. Ceci est nécessaire en raison de l'erreur dans les valeurs d'enthalpie et d'exergie calculées avec les fonctions de régression du titre 3.1.

Ce dernier est le pire aspect de l'étude de l'exergie, pour calculer la magnitude de l'erreur on prend l'Équation 19, les erreurs moyennes de la fonction de régression correspondante sont additionnées ou soustraites de telle sorte que la valeur de l'erreur soit le plus grand possible. Évidemment, il y aura de nombreuses occasions où cette erreur sera plus petite, quand les d'erreurs seront de signe opposé.

Pour les points 1 et 2 qui seront à l'état de vapeur surchauffée, l'erreur moyenne maximale serait celle calculée par l'Équation 19.

Équation 19. Erreur de calcul de l'exergie à l'état de vapeur surchauffée

$$erreur = 1.34794 + 0.465972 - 298.15 \cdot (-0.110062 - 2.65411 \cdot 10^{-4}) = 34.708$$

Pour les points 3 et 4, qui seront à l'état de vapeur surchauffée, l'erreur moyenne maximale serait celle calculée par l'Équation 20.

Équation 20. Erreur de calcul de l'exergie à l'état de vapeur humide

$$erreur = 2 \cdot 0.465972 - 298.15 \cdot 2 \cdot (-2.65411 \cdot 10^{-4}) = 1.0902$$

On peut voir que l'erreur principale de l'analyse exergétique est donnée par les points dans l'état de vapeur saturée, précisément à cause de la fonction utilisée pour le calcul de l'entropie. Si la valeur de l'entropie est prise à l'aide des tableaux thermodynamiques, l'erreur moyenne maximale sera réduit selon la suivante équation.

Équation 21. Erreur de calcul de l'exergie à l'état de vapeur surchauffée améliorée

$$erreur = 1.34794 + 0.465972 - 298.15 \cdot (-2.65411 \cdot 10^{-4}) = 1.893$$

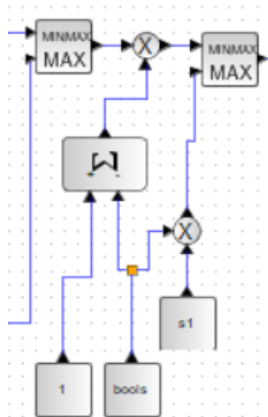


Figure 27. Introduction de l'entropie

Pour améliorer la régression de l'entropie de la vapeur surchauffée, il faudrait la diviser en plusieurs régressions comme a été fait pour la vapeur humide, mais il n'est pas garanti de l'améliorer suffisamment pour que l'erreur dans le calcul de l'exergie soit significativement réduite. C'est pourquoi, dans la Figure 27, il est proposé d'inclure dans le modèle de Xcos la possibilité d'introduire la valeur de l'entropie obtenue grâce aux tableaux thermodynamiques.

On devra introduire dans la variable *bools* la valeur 1 si l'on veut utiliser l'entropie calculée à partir des tableaux et 0 si l'on veut utiliser les régressions.

5.3 Résultats

Pour réaliser l'analyse exergetique on a fait les trois essais que l'on peut voir dans le Tableau 8. Les valeurs d'entropie pour l'état de vapeur surchauffée seront calculées et introduites dans le modèle pour tous les essais.

On peut voir que dans le premier et le deuxième essai, l'exergie extraite et le rendement exergetique sont assez similaires, tandis que lorsque la puissance du compresseur augmente, le rendement énergétique s'améliore sensiblement. Cette augmentation de l'exergie est due à l'abaissement de la température de l'évaporateur, comme on peut le comprendre avec l'Équation 16, la température de production de froid est très importante pour l'exergie. Il faudra plus de travaille pour produire la même quantité de chaleur à une température plus basse.

Enfin, l'analyse énergétique des essais de la section 4.2 est également réalisée. Les résultats obtenus sont les suivants, dans le tableau les échanges enthalpiques déjà analysés sont éliminés.

Comme mentionné avant, la température de l'évaporateur exerce une forte influence sur les valeurs exergetiques. Dans cette deuxième expérience, il faut prêter attention à l'essai 3 du Tableau 9, où la température de l'évaporateur est supérieure à la température ambiante et en suivant l'Équation 16, on peut voir que l'exergie du froid produit est négative. Pour éviter que cela ne se produise, il faudrait utiliser des puissances de chauffage de l'évaporateur beaucoup plus faibles et des puissances de compression plus élevées, comme c'est le cas dans les essais du Tableau 8.

Magnitude	Essai 1	Essai 2	Essai 3
P chauffage (W)	494	491	492
Régime (rpm)	297	298	498
Débit d'eau (g/s)	30.8	49.6	49.6
P moteur (W)	161	160	228
Couple (Nm)	3.8	3.5	3.6
Débit R513A (g/s)	3.8	3.6	4.6
p ₁ (bar)	3.9	3.8	2.7
p ₂ (bar)	8.1	7.5	7.6
p ₃ (bar)	8.2	7.4	7.6
p ₄ (bar)	3.9	3.7	2.7
T ₁ (°C)	12.8	14.1	3.6
T ₂ (°C)	41.1	40.6	46.7
T ₃ (°C)	24.9	23.1	22.5
T ₄ (°C)	6.7	5.5	-4
T _{1comp} (°C)	14.3	15.3	6.9
T _{2cond} (°C)	38.9	38.3	44.1
T _{3valv} (°C)	24.5	24	22.6
T ₁₀ (°C)	19.1	19.2	11.9
$\Delta H_{\text{evapcomp}}$ (kJ/kg)	4.8	3.7	12.5
ΔH_{comp} (kJ/kg)	70.2	64.1	133.7
$\Delta H_{\text{compcond}}$ (kJ/kg)	-7.8	-7.7	-11.3
ΔH_{cond} (kJ/kg)	-657.2	-631.9	-835.3
$\Delta H_{\text{condvalv}}$ (kJ/kg)	-2	4.2	0.6
ΔH_{valv} (kJ/kg)	0	0	0
ΔH_{evap} (kJ/kg)	591.9	567.6	699.8
Pertes evapcomp	1.192	0.983	1.874
Pertes comp	14.771	17.331	23.052
Pertes compcond	0	0	0
Pertes cond	50.459	40.810	42.019
Pertes condvalv	0	0.809	0.052
Pertes valv	0	0	2.251
Pertes evap	33.579	40.068	30.752
COP	8.431	8.856	5.236
Exergie extraite	11.9	11.3	32.2
% Perf exergétique	17.02	17.57	24.06
% Perf _{elec-mot}	73.41	68.26	82.34
% Perf _{mot-comp}	59.40	58.68	71.19
% Perf _{elec-comp}	43.61	40.05	58.62

Tableau 8. Résultats des essais de l'analyse exergétique

Magnitude	Essai 1	Essai 2	Essai 3	Essai 4
P chauffage (W)	348	343	592	597
Régime (rpm)	199	200	200	499
Débit d'eau (g/s)	30.9	51.4	52.1	52.1
P moteur (W)	98	91	84	227
Couple (Nm)	3.4	3.1	2.9	3.7
Débit R513A (g/s)	2.8	2.3	2.9	5.1
p ₁ (bar)	4.7	4.4	4.8	3.0
p ₂ (bar)	7.8	7.1	7.1	7.5
p ₃ (bar)	7.8	7.1	7.1	7.6
p ₄ (bar)	4.7	4.4	4.8	2.8
T ₁ (°C)	19.9	17.9	25.6	5.0
T ₂ (°C)	35.1	34.4	35.6	46.7
T ₃ (°C)	24.3	21.9	21.5	21.9
T ₄ (°C)	13.6	10.6	12.7	1.6
T _{1comp} (°C)	20.9	19.1	24.6	12.4
T _{2cond} (°C)	32.6	32.7	33.9	44.0
T _{3valv} (°C)	23.9	23.3	22.4	22.4
T ₁₀ (°C)	23.7	21.6	29.4	18.2
Pertes evapcomp	0.189	1.569	0	3.140
Pertes comp	0	0	0	16.316
Pertes comcond	38.018	9.565	33.162	0
Pertes cond	16.899	28.491	0	44.851
Pertes condvalv	0	2.183	1.018	0.249
Pertes valv	0	0	0	0.059
Pertes evap	44.894	58.192	65.820	35.386
COP	18.631	15.922	24.346	6.135
Exergie extraite	2	4.3	-7.1	18.2
% Perf exergétique	8.16	18.37	-35.41	14.32
% Perf _{elec-mot}	72.30	71.35	72.31	84.17
% Perf _{mot-comp}	34.28	35.83	33.03	65.85
% Perf _{elec-comp}	24.78	25.57	23.89	56.08

Tableau 9. Résultats de l'analyse exergétique des essais proposés

Conclusions

Ce projet avait pour objectif d'analyser le fonctionnement d'une machine frigorifique à compression et de bien comprendre les modifications du cycle dues aux variations des échanges d'énergie dans ses éléments. Grâce à ces connaissances, des essais ont été proposés pour les travaux pratiques à l'École Nationale d'Ingénieurs de Metz.

Tout d'abord, le modèle Xcos permettra d'étudier le bilan énergétique de la machine frigorifique une fois l'équilibre atteint. Avec l'impossibilité d'obtenir les valeurs de l'enthalpie et de l'entropie directement à partir des tableaux thermodynamiques du réfrigérant en utilisant Xcos, on a essayé d'obtenir une précision maximale des valeurs calculées en effectuant différentes régressions. Cependant, les valeurs d'enthalpie et d'entropie présentent une erreur relative d'environ 20% pour l'entropie de la vapeur surchauffée, c'est pour ça que l'on a inclus la possibilité d'introduire les valeurs directement dans le modèle, et de 0,5% dans les autres cas.

En résumé, on observe que la machine frigorifique améliore ses performances lorsque l'échange de chaleur dans le condenseur et l'évaporateur par unité de masse de réfrigérant est augmenté. Lorsque le débit d'eau dans le condenseur est augmenté, la chaleur échangée ne change pas ou est légèrement réduite, mais le débit de R513A diminue, ce qui provoque une faible augmentation du COP.

Comme on l'a déjà vu dans la section 4.1, l'augmentation de la puissance de chauffage de l'évaporateur augmente considérablement la chaleur échangée. L'inconvénient de cette méthode est que l'augmentation de la température de l'évaporateur fait que l'exergie extraite est très faible, et même négative si la température de l'évaporateur devient supérieure à la température ambiante.

D'ailleurs, on a décidé d'exclure du bilan exergétique l'énergie thermique fournie par la résistance électrique de l'évaporateur, car il y a des machines frigorifiques qui ne la contiennent pas. S'il était intéressant de l'inclure dans l'étude, cette énergie devrait être ajoutée à l'exergie extraite de l'évaporateur, de telle façon que tous les rendements énergétiques soient positifs.

D'autre part, on peut également conclure que le système moteur-compresseur a une meilleure performance quand sa puissance de fonctionnement est élevée. Ce fait peut s'expliquer par l'analyse exergétique et peut être vérifié en regardant le Tableau 7.

Parmi les difficultés rencontrées, on peut mentionner l'absence ou l'impossibilité de trouver un critère de fonctionnement de la machine

frigorifique, car les modifications du cycle, par exemple lors de la variation du cycle de l'eau, sont différentes selon l'état antérieur du cycle. Cela peut être dû à l'existence d'une relation non linéaire entre les changements des trois paramètres de fonctionnement du cycle. Cependant, l'étude de cette possible relation ne fait pas partie des objectifs de ce projet.

Enfin, comme éventuelle recherche future, une étude de la relation entre les performances et les changements des paramètres de la machine frigorifique pourrait être réalisée. D'autre part, il serait intéressant d'étudier les causes des comportements particuliers de la section 4.3 pour essayer de les résoudre d'une manière plus efficace qu'en prenant des mesures avant l'apparition de ces anomalies dans le comportement.

Références bibliographiques

- Alismail, M., Mohamed Bouziane, A., & Touaibi, R. (2021). Analyse exergetique d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur en utilisant des réfrigérants à faible potentiel de réchauffement global.
- Aphornratana, S., & Sriveerakul, T. (2010). Analysis of a combined Rankine–vapour–compression refrigeration cycle. *Energy Conversion and management*, *51*(12), 2557-2564.
- Baudin, M. (2010). Introduction to scilab. *Consortium Scilab. January*, 34-56.
- Chen, C., & Su, Y. (2007). Exergy destruction minimization of an irreversible Carnot refrigeration cycle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, *221*(1), 11-20.
- Chen, K., Guo, S., Lin, Y., & Ying, Z. (2010). Least absolute relative error estimation. *Journal of the American Statistical Association*, *105*(491), 1104-1112.
- Cleynen, O. (2015). *Thermodynamique pour l'ingénieur*. Framabook.
- Gislason, E., & Craig, N. (2002). First law of thermodynamics; Irreversible and reversible processes. *Journal of chemical education*, 193.
- GUNT Hamburg. (2019). *Génie frigorifique et génie climatique*. Hamburg.
- Janik, Z., & Žáková, K. (2011). Online design of Matlab/Simulink and SciLab/Xcos block schemes. *14th International Conference on Interactive Collaborative Learning. IEEE*, 241-247.
- Leros, A., & Andreatos, A. (2012). Using Xcos as a teaching tool in simulation course. *In Proceedings of the 6th International Conference on Communications and Information Technology (CIT'12)*, 121-126.
- López, R. (2004). *Desarrollo y parametrización de una planta frigorífica de compresión simple de vapor*. Valencia.
- McGovern, J., & Harte, S. (1995). An exergy method for compressor performance analysis. *International Journal of Refrigeration*, *18*(6), 421-433.
- Micallef, D. (2014). *Fundamentals of refrigeration thermodynamics*. Bookboon.com.

- Mota-Babiloni, A., & et al. (2018). Experimental exergy analysis of R513A to replace R134a in a small. *Energy*, 162, 99-110.
- Nau, R. (2005). Statgraphics version 5: overview & tutorial guide. *Fuqua School of Business. Duke University*.
- Scilab Enterprises. (2013). *Scilab / Xcos pour l'enseignement des sciences de l'ingénieur*. Paris.
- Sun, J., Li, W., & Cui, B. (2020). Energy and exergy analyses of R513a as a R134a drop-in replacement in a vapor compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 112, 348-356.
- Wang, J., Dai, Y., & Gao, L. (2008). Parametric analysis and optimization for a combined power and refrigeration cycle. *Applied energy*, 85(11), 1071-1085.
- Yang, H. (2012). Visual assessment of residual plots in multiple linear regression: A model-based simulation perspective. *Multiple Linear Regression Viewpoints*, 38(2), 24-37.

Annexes

A. Tableaux thermodynamiques du R513A

A.1 Vapeur humide

T rosée	T rosée	P abs	hL	hV	sV	sV
[°C]	[K]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg,°C]	[kJ/kg,°C]
-75	198,15	0,066	108,8	330	0,61425	1,73
-70	203,15	0,095	114,4	333,2	0,64229	1,718
-65	208,15	0,134	120,2	336,4	0,66989	1,708
-60	213,15	0,185	126	339,7	0,6971	1,699
-55	218,15	0,251	131,8	342,9	0,72393	1,691
-50	223,15	0,334	137,7	346,2	0,7504	1,684
-45	228,15	0,439	143,6	349,5	0,77654	1,678
-40	233,15	0,569	149,6	352,7	0,80238	1,673
-35	238,15	0,728	155,7	356	0,82792	1,669
-30	243,15	0,92	161,8	359,3	0,85319	1,665
-28	245,15	1007	164,3	360,6	0,86322	1,664
-26	247,15	1101	166,7	361,9	0,87322	1,662
-24	249,15	1202	169,2	363,2	0,88318	1,661
-22	251,15	1309	171,7	364,5	0,89309	1,66
-20	253,15	1424	174,2	365,8	0,90298	1,659
-18	255,15	1546	176,8	367,1	0,91282	1,658
-16	257,15	1677	179,3	368,4	0,92263	1,658
-14	259,15	1816	181,8	369,6	0,93241	1,657
-12	261,15	1963	184,4	370,9	0,94216	1,656
-10	263,15	2120	186,9	372,2	0,95187	1,656
-8	265,15	2287	189,5	373,5	0,96155	1,655
-6	267,15	2463	192,1	374,7	0,97121	1,655
-4	269,15	2649	194,7	376	0,98083	1,654
-2	271,15	2846	197,3	377,2	0,99043	1,654
0	273,15	3054	200	378,5	1	1,653
2	275,15	3274	202,6	379,7	1,0095	1,653
4	277,15	3505	205,2	380,9	1,0191	1,653
6	279,15	3749	207,9	382,2	1,0286	1,653
8	281,15	4005	210,6	383,4	1,038	1,653
10	283,15	4274	213,3	384,6	1,0475	1,652
12	285,15	4557	216	385,8	1,0569	1,652
14	287,15	4854	218,7	386,9	1,0663	1,652
16	289,15	5165	221,4	388,1	1,0757	1,652
18	291,15	5491	224,2	389,3	1,0851	1,652
20	293,15	5832	227	390,4	1,0945	1,652
22	295,15	6189	229,7	391,5	1,1038	1,652
24	297,15	6562	232,5	392,7	1,1132	1,652
26	299,15	6952	235,3	393,8	1,1225	1,652

28	301,15	7359	238,2	394,9	1,1318	1,652
30	303,15	7783	241	395,9	1,1411	1,652
32	305,15	8226	243,9	397	1,1504	1,652
34	307,15	8687	246,8	398	1,1597	1,652
36	309,15	9167	249,7	399	1,169	1,652
38	311,15	9667	252,6	400	1,1783	1,652
40	313,15	10,19	255,5	401	1,1876	1,652
45	318,15	11,58	263	403,3	1,2109	1,652
50	323,15	13,11	270,6	405,4	1,2342	1,651
55	328,15	14,78	278,4	407,4	1,2576	1,65
60	333,15	16,61	286,4	409,1	1,2813	1,649
65	338,15	18,61	294,6	410,4		1,647
70	343,15	20,78	303,1	411,4		1,645
75	348,15	23,15	311,9	411,9		1,641
80	353,15	25,72	321,3	411,7		1,636
85	358,15	28,51	331,3	410,5		1,628
90	363,15	31,55	342,5	407,5		1,616
95	368,15	34,88	356,8	400		1,592

Tableau 10. Tableau thermodynamique du réfrigérant R513A à l'état de vapeur humide

A.2 Vapeur surchauffée

Temp rosée [°C]	P abs [bar]	SURCHAUFFE [°C]																				
		0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
-75	0,066	330,0	333,4	336,8	340,2	343,7	347,3	350,9	354,6	358,3	362,0	365,9	369,7	373,7	377,6	381,6	385,7	389,8	394,0	398,2	402,5	406,8
-70	0,095	333,2	336,6	340,1	343,6	347,2	350,8	354,5	358,2	362,0	365,8	369,7	373,6	377,6	381,6	385,6	389,8	393,9	398,1	402,4	406,7	411,1
-65	0,134	336,4	339,9	343,4	347,0	350,6	354,3	358,1	361,8	365,7	369,6	373,5	377,5	381,5	385,6	389,7	393,9	398,1	402,3	406,7	411,0	415,4
-60	0,185	339,7	343,2	346,8	350,5	354,1	357,9	361,7	365,5	369,4	373,3	377,3	381,4	385,5	389,6	393,8	398,0	402,2	406,6	410,9	415,3	419,8
-55	0,251	342,9	346,5	350,2	353,9	357,7	361,5	365,3	369,2	373,2	377,2	381,2	385,3	389,4	393,6	397,9	402,1	406,5	410,8	415,2	419,7	424,2
-50	0,334	346,2	349,9	353,6	357,4	361,2	365,1	369,0	373,0	377,0	381,0	385,1	389,3	393,5	397,7	402,0	406,3	410,7	415,1	419,6	424,1	428,6
-45	0,439	349,5	353,2	357,0	360,9	364,8	368,7	372,7	376,7	380,8	384,9	389,1	393,3	397,5	401,8	406,1	410,5	414,9	419,4	423,9	428,5	433,1
-40	0,569	352,7	356,6	360,5	364,4	368,3	372,3	376,4	380,5	384,6	388,8	393,0	397,3	401,6	405,9	410,3	414,7	419,2	423,7	428,3	432,9	437,6
-35	0,728	356,0	359,9	363,9	367,9	371,9	376,0	380,1	384,2	388,4	392,7	397,0	401,3	405,6	410,0	414,5	419,0	423,5	428,1	432,7	437,4	442,1
-30	0,920	359,3	363,3	367,3	371,4	375,5	379,6	383,8	388,0	392,3	396,6	400,9	405,3	409,7	414,2	418,7	423,2	427,8	432,4	437,1	441,8	446,6
-25	1,150	362,5	366,6	370,8	374,9	379,1	383,3	387,5	391,8	396,1	400,5	404,9	409,3	413,8	418,3	422,9	427,5	432,1	436,8	441,5	446,3	451,1
-20	1,424	365,8	370,0	374,2	378,4	382,6	386,9	391,2	395,6	400,0	404,4	408,9	413,4	417,9	422,5	427,1	431,8	436,5	441,2	446,0	450,8	455,6
-15	1,745	369,0	373,3	377,6	381,9	386,2	390,6	394,9	399,4	403,8	408,3	412,8	417,4	422,0	426,7	431,3	436,0	440,8	445,6	450,4	455,3	460,2
-10	2,120	372,2	376,6	380,9	385,3	389,7	394,2	398,6	403,1	407,7	412,2	416,8	421,4	426,1	430,8	435,5	440,3	445,1	450,0	454,9	459,8	464,7
-5	2,555	375,4	379,8	384,3	388,8	393,3	397,8	402,3	406,9	411,5	416,1	420,8	425,5	430,2	435,0	439,8	444,6	449,5	454,4	459,3	464,3	469,3
0	3,054	378,5	383,1	387,6	392,2	396,8	401,4	406,0	410,6	415,3	420,0	424,7	429,5	434,3	439,1	444,0	448,9	453,8	458,8	463,7	468,8	473,8
5	3,626	381,6	386,2	390,9	395,6	400,2	404,9	409,6	414,4	419,1	423,9	428,7	433,5	438,4	443,3	448,2	453,1	458,1	463,1	468,2	473,3	478,4
10	4,274	384,6	389,4	394,1	398,9	403,7	408,5	413,2	418,1	422,9	427,7	432,6	437,5	442,4	447,4	452,4	457,4	462,4	467,5	472,6	477,8	482,9
15	5,008	387,5	392,5	397,3	402,2	407,1	411,9	416,8	421,7	426,6	431,5	436,5	441,5	446,5	451,5	456,5	461,6	466,7	471,9	477,0	482,2	487,5
20	5,832	390,4	395,5	400,5	405,5	410,4	415,4	420,4	425,3	430,3	435,3	440,4	445,4	450,5	455,6	460,7	465,8	471,0	476,2	481,4	486,7	492,0
25	6,755	393,2	398,4	403,6	408,7	413,7	418,8	423,9	428,9	434,0	439,1	444,2	449,3	454,5	459,6	464,8	470,0	475,3	480,5	485,8	491,2	496,5
30	7,783	395,9	401,3	406,6	411,8	417,0	422,2	427,3	432,5	437,7	442,8	448,0	453,2	458,4	463,7	468,9	474,2	479,5	484,9	490,2	495,6	501,0

35	8,924	398,5	404,0	409,5	414,8	420,2	425,5	430,7	436,0	441,3	446,5	451,8	457,1	462,4	467,7	473,0	478,4	483,8	489,1	494,6	500,0	505,5
40	10,190	401,0	406,7	412,3	417,8	423,3	428,7	434,1	439,4	444,8	450,2	455,5	460,9	466,3	471,7	477,1	482,5	487,9	493,4	498,9	504,4	509,9
45	11,580	403,3	409,2	415,0	420,7	426,3	431,8	437,4	442,8	448,3	453,8	459,2	464,7	470,1	475,6	481,1	486,6	492,1	497,6	503,2	508,8	514,4
50	13,110	405,4	411,6	417,6	423,5	429,2	434,9	440,6	446,2	451,7	457,3	462,9	468,4	474,0	479,5	485,1	490,7	496,2	501,9	507,5	513,1	518,8
55	14,780	407,4	413,9	420,1	426,2	432,1	437,9	443,7	449,4	455,1	460,8	466,4	472,1	477,7	483,4	489,0	494,7	500,3	506,0	511,7	517,4	523,2
60	16,610	409,1	415,9	422,4	428,7	434,8	440,8	446,7	452,6	458,4	464,2	470,0	475,7	481,4	487,2	492,9	498,7	504,4	510,2	515,9	521,7	527,5
65	18,610	410,4	417,7	424,6	431,1	437,4	443,6	449,7	455,7	461,6	467,5	473,4	479,3	485,1	490,9	496,8	502,6	508,4	514,3	520,1	526,0	531,8
70	20,780	411,4	419,3	426,5	433,3	439,9	446,3	452,5	458,7	464,8	470,8	476,8	482,8	488,7	494,7	500,6	506,5	512,4	518,3	524,3	530,2	536,1
75	23,150	411,9	420,5	428,2	435,4	442,2	448,8	455,3	461,6	467,8	474,0	480,1	486,2	492,3	498,3	504,3	510,3	516,3	522,3	528,3	534,4	540,4
80	25,720	411,7	421,4	429,6	437,2	444,3	451,2	457,9	464,4	470,8	477,1	483,4	489,6	495,7	501,9	508,0	514,1	520,2	526,3	532,4	538,5	544,6
85	28,510	410,5	421,8	430,8	438,8	446,3	453,4	460,3	467,1	473,6	480,1	486,5	492,9	499,2	505,4	511,6	517,8	524,0	530,2	536,4	542,6	548,8
90	31,550	407,5	421,6	431,5	440,1	448,0	455,5	462,7	469,6	476,4	483,0	489,6	496,0	502,5	508,8	515,2	521,5	527,8	534,1	540,3	546,6	552,9
95	34,880	400,0	420,6	431,8	441,2	449,5	457,3	464,8	472,0	478,9	485,8	492,5	499,1	505,7	512,2	518,6	525,1	531,5	537,9	544,2	550,6	556,9

Tableau 11. Tableau thermodynamique de l'enthalpie du réfrigérant R513A à l'état de vapeur surchauffée

Temp rosée [°C]	P abs [bar]	SURCHAUFFE [°C]																				
		0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
-75	0,066	1,730	1,746	1,763	1,779	1,796	1,812	1,828	1,844	1,859	1,875	1,891	1,906	1,921	1,937	1,952	1,967	1,982	1,996	2,011	2,026	2,040
-70	0,095	1,718	1,735	1,751	1,767	1,784	1,800	1,816	1,831	1,847	1,863	1,878	1,893	1,909	1,924	1,939	1,954	1,969	1,983	1,998	2,013	2,027
-65	0,134	1,708	1,724	1,741	1,757	1,773	1,789	1,805	1,821	1,836	1,852	1,867	1,882	1,897	1,912	1,927	1,942	1,957	1,972	1,986	2,001	2,015
-60	0,185	1,699	1,715	1,732	1,748	1,764	1,780	1,795	1,811	1,827	1,842	1,857	1,872	1,887	1,902	1,917	1,932	1,947	1,961	1,976	1,990	2,005
-55	0,251	1,691	1,707	1,724	1,740	1,756	1,771	1,787	1,803	1,818	1,833	1,849	1,864	1,879	1,894	1,908	1,923	1,938	1,952	1,967	1,981	1,995
-50	0,334	1,684	1,700	1,717	1,733	1,749	1,764	1,780	1,795	1,811	1,826	1,841	1,856	1,871	1,886	1,901	1,915	1,930	1,944	1,959	1,973	1,987
-45	0,439	1,678	1,694	1,711	1,727	1,742	1,758	1,774	1,789	1,804	1,820	1,835	1,850	1,865	1,879	1,894	1,909	1,923	1,937	1,952	1,966	1,980
-40	0,569	1,673	1,689	1,705	1,721	1,737	1,753	1,768	1,784	1,799	1,814	1,829	1,844	1,859	1,874	1,888	1,903	1,917	1,932	1,946	1,960	1,974
-35	0,728	1,669	1,685	1,701	1,717	1,733	1,748	1,764	1,779	1,794	1,809	1,824	1,839	1,854	1,869	1,883	1,898	1,912	1,926	1,941	1,955	1,969

-30	0,92	1,665	1,681	1,697	1,713	1,729	1,745	1,760	1,775	1,791	1,806	1,820	1,835	1,850	1,865	1,879	1,893	1,908	1,922	1,936	1,950	1,964
-25	1,150	1,662	1,678	1,694	1,710	1,726	1,741	1,757	1,772	1,787	1,802	1,817	1,832	1,847	1,861	1,876	1,890	1,904	1,918	1,932	1,946	1,960
-20	1,424	1,659	1,676	1,692	1,708	1,723	1,739	1,754	1,770	1,785	1,800	1,814	1,829	1,844	1,858	1,873	1,887	1,901	1,915	1,929	1,943	1,957
-15	1,745	1,657	1,674	1,690	1,706	1,721	1,737	1,752	1,768	1,783	1,798	1,812	1,827	1,842	1,856	1,870	1,885	1,899	1,913	1,927	1,941	1,955
-10	2,120	1,656	1,672	1,688	1,704	1,720	1,735	1,751	1,766	1,781	1,796	1,811	1,825	1,840	1,854	1,869	1,883	1,897	1,911	1,925	1,939	1,953
-5	2,555	1,654	1,671	1,687	1,703	1,719	1,734	1,750	1,765	1,780	1,795	1,810	1,824	1,839	1,853	1,867	1,882	1,896	1,910	1,924	1,937	1,951
0	3,054	1,653	1,670	1,686	1,702	1,718	1,734	1,749	1,764	1,779	1,794	1,809	1,824	1,838	1,852	1,867	1,881	1,895	1,909	1,923	1,936	1,950
5	3,626	1,653	1,669	1,686	1,702	1,718	1,733	1,749	1,764	1,779	1,794	1,809	1,823	1,838	1,852	1,866	1,880	1,894	1,908	1,922	1,936	1,949
10	4,274	1,652	1,669	1,686	1,702	1,718	1,733	1,749	1,764	1,779	1,794	1,809	1,823	1,838	1,852	1,866	1,880	1,894	1,908	1,922	1,936	1,949
15	5,008	1,652	1,669	1,686	1,702	1,718	1,733	1,749	1,764	1,779	1,794	1,809	1,823	1,838	1,852	1,866	1,880	1,894	1,908	1,922	1,936	1,949
20	5,832	1,652	1,669	1,686	1,702	1,718	1,734	1,749	1,765	1,780	1,795	1,809	1,824	1,838	1,853	1,867	1,881	1,895	1,909	1,923	1,936	1,950
25	6,755	1,652	1,669	1,686	1,702	1,719	1,734	1,750	1,765	1,780	1,795	1,810	1,825	1,839	1,854	1,868	1,882	1,896	1,910	1,923	1,937	1,950
30	7,783	1,652	1,669	1,686	1,703	1,719	1,735	1,751	1,766	1,781	1,796	1,811	1,826	1,840	1,855	1,869	1,883	1,897	1,911	1,924	1,938	1,951
35	8,924	1,652	1,670	1,687	1,704	1,720	1,736	1,752	1,767	1,782	1,797	1,812	1,827	1,841	1,856	1,870	1,884	1,898	1,912	1,925	1,939	1,953
40	10,19	1,652	1,670	1,687	1,704	1,721	1,737	1,753	1,768	1,784	1,799	1,814	1,828	1,843	1,857	1,871	1,885	1,899	1,913	1,927	1,940	1,954
45	11,58	1,652	1,670	1,688	1,705	1,722	1,738	1,754	1,770	1,785	1,800	1,815	1,830	1,844	1,859	1,873	1,887	1,901	1,915	1,928	1,942	1,955
50	13,11	1,651	1,670	1,688	1,706	1,723	1,739	1,755	1,771	1,786	1,802	1,817	1,831	1,846	1,860	1,875	1,889	1,903	1,916	1,930	1,944	1,957
55	14,78	1,650	1,670	1,689	1,706	1,723	1,740	1,756	1,772	1,788	1,803	1,818	1,833	1,848	1,862	1,876	1,890	1,904	1,918	1,932	1,946	1,959
60	16,61	1,649	1,670	1,689	1,707	1,724	1,741	1,758	1,774	1,789	1,805	1,820	1,835	1,849	1,864	1,878	1,892	1,906	1,920	1,934	1,948	1,961
65	18,61	1,647	1,669	1,689	1,707	1,725	1,742	1,759	1,775	1,791	1,806	1,822	1,836	1,851	1,866	1,880	1,894	1,908	1,922	1,936	1,950	1,963
70	20,78	1,645	1,668	1,688	1,707	1,725	1,743	1,760	1,776	1,792	1,808	1,823	1,838	1,853	1,868	1,882	1,896	1,910	1,924	1,938	1,952	1,965
75	23,15	1,641	1,666	1,687	1,707	1,726	1,744	1,761	1,777	1,794	1,809	1,825	1,840	1,855	1,870	1,884	1,898	1,913	1,926	1,940	1,954	1,967
80	25,72	1,636	1,663	1,686	1,707	1,726	1,744	1,762	1,778	1,795	1,811	1,826	1,842	1,857	1,872	1,886	1,900	1,915	1,929	1,942	1,956	1,970
85	28,51	1,628	1,659	1,684	1,706	1,726	1,744	1,762	1,779	1,796	1,812	1,828	1,843	1,859	1,873	1,888	1,903	1,917	1,931	1,945	1,958	1,972
90	31,55	1,616	1,654	1,681	1,704	1,725	1,744	1,763	1,780	1,797	1,813	1,829	1,845	1,860	1,875	1,890	1,904	1,919	1,933	1,947	1,961	1,974
95	34,88	1,592	1,648	1,678	1,702	1,724	1,744	1,763	1,781	1,798	1,814	1,831	1,846	1,862	1,877	1,892	1,906	1,921	1,935	1,949	1,963	1,976

Tableau 12. . Tableau thermodynamique de l'entropie du réfrigérant R513A à l'état de vapeur surchauffée

B. Graphique de résidus

B.1 Vapeur surchauffée

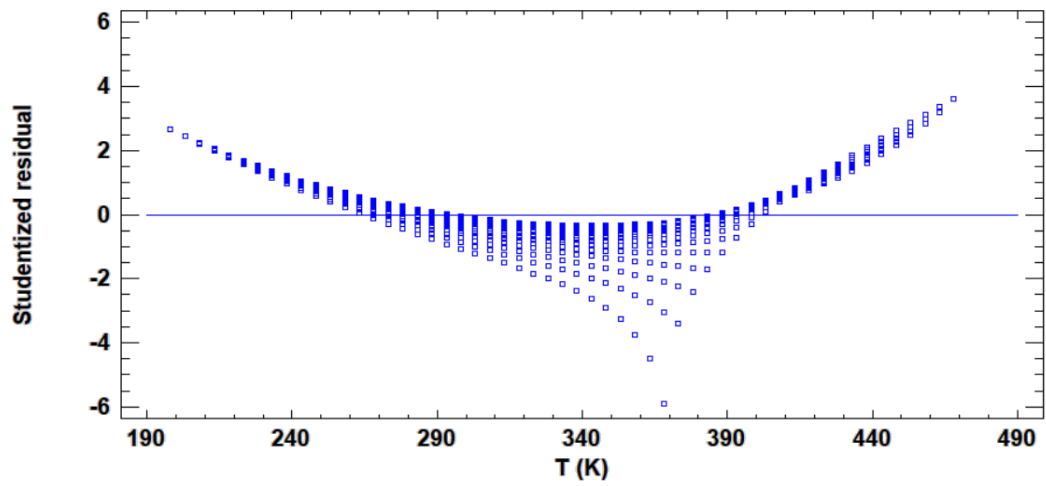


Figure 28. Graphique de résidus de T en $h(T, p)$, vapeur surchauffée

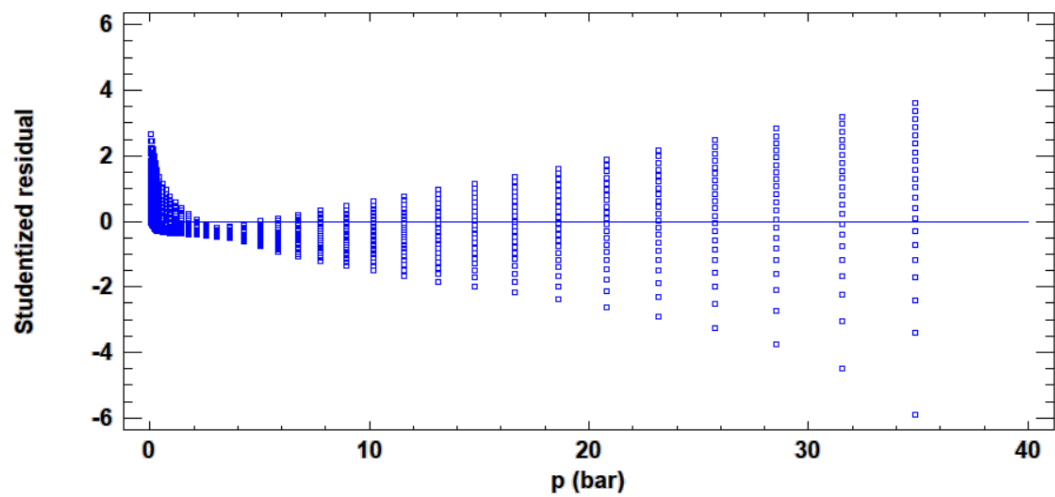


Figure 29. Graphique de résidus de p en $h(T, p)$, vapeur surchauffée

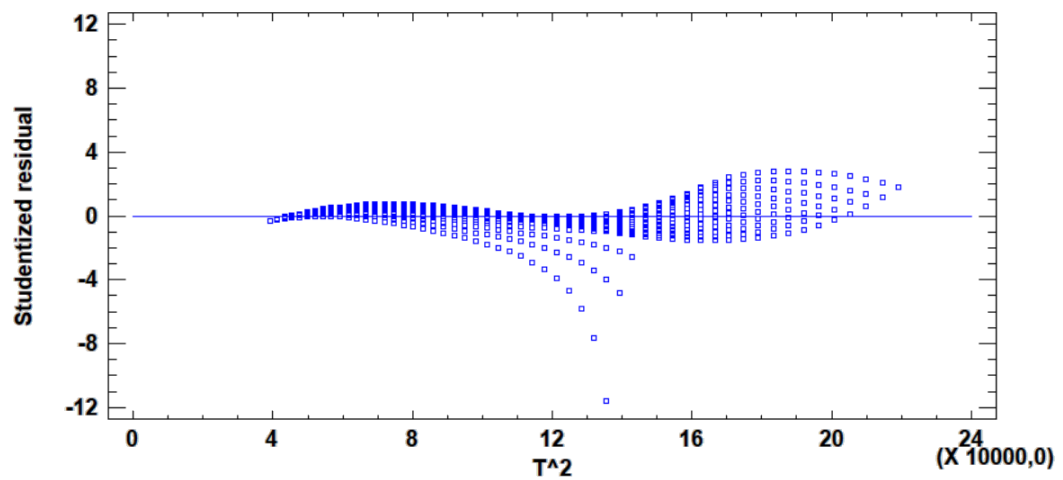


Figure 30. Graphique de résidus de T^2 en $h(T^2, p)$, vapeur surchauffée

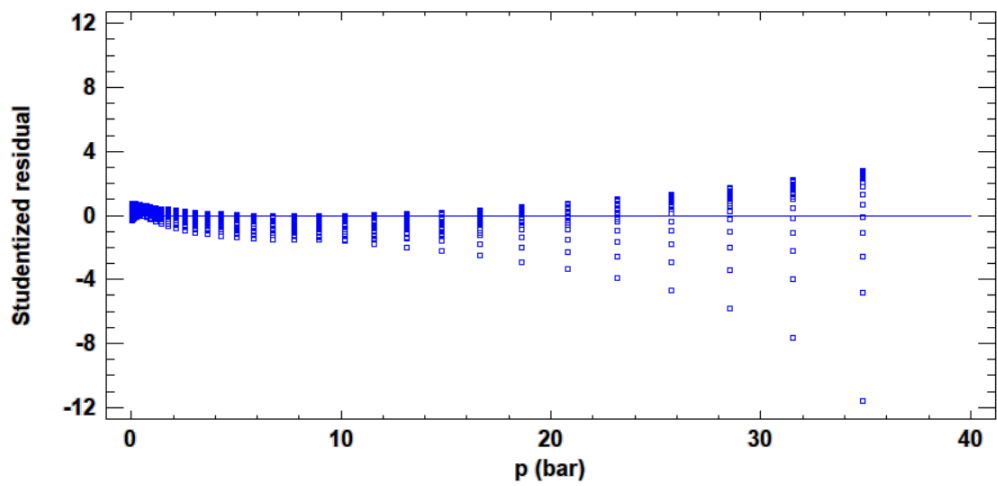


Figure 31. Graphique de résidus de p en $h(T^2, p)$, vapeur surchauffée

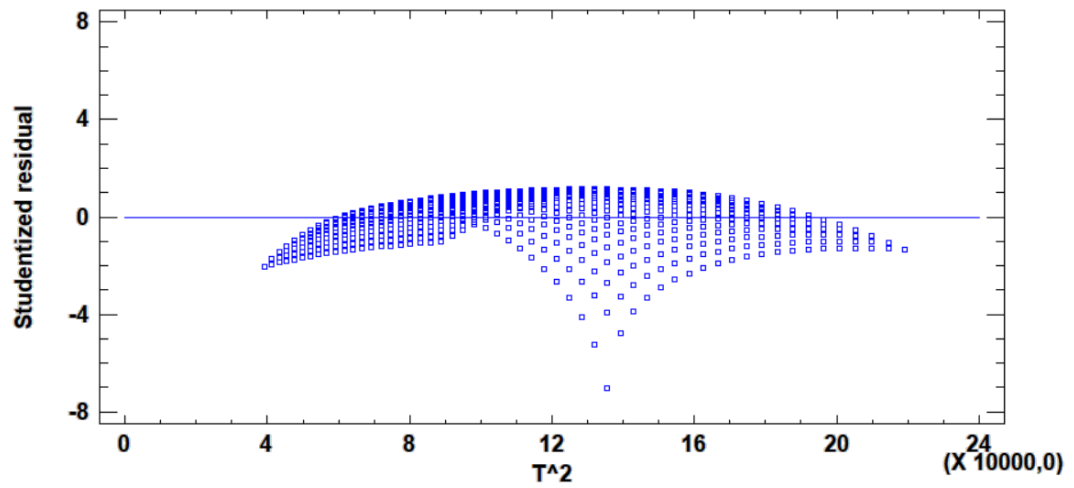


Figure 32. Graphique de résidus de T^2 en $h(T^2, \ln(p))$, vapeur surchauffée

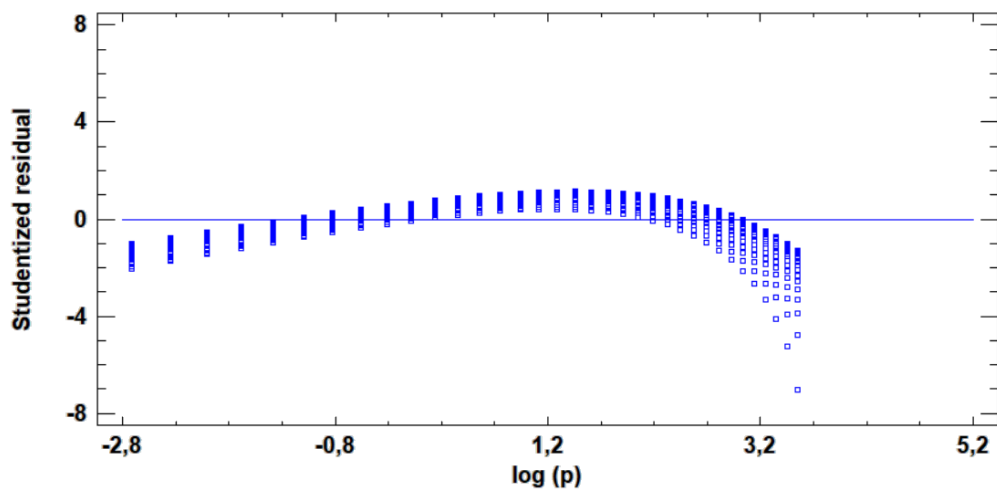


Figure 33. Graphique de résidus de $\ln(p)$ en $h(T^2, \ln(p))$, vapeur surchauffée

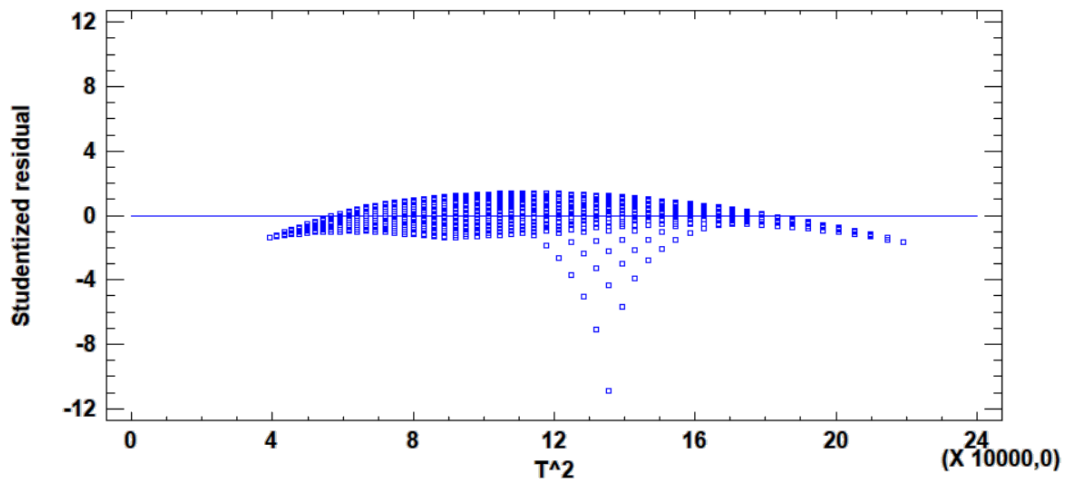


Figure 34. Graphique de résidus de T^2 en $h(T^2, \text{sqrt}(p))$, vapeur surchauffée

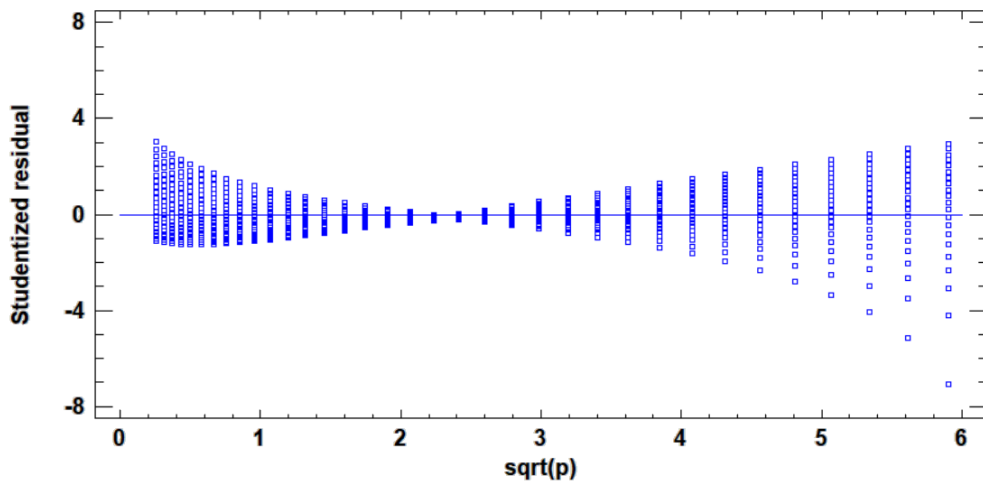


Figure 35. Graphique de résidus de $\text{sqrt}(p)$ en $h(T^2, \text{sqrt}(p))$, vapeur surchauffée

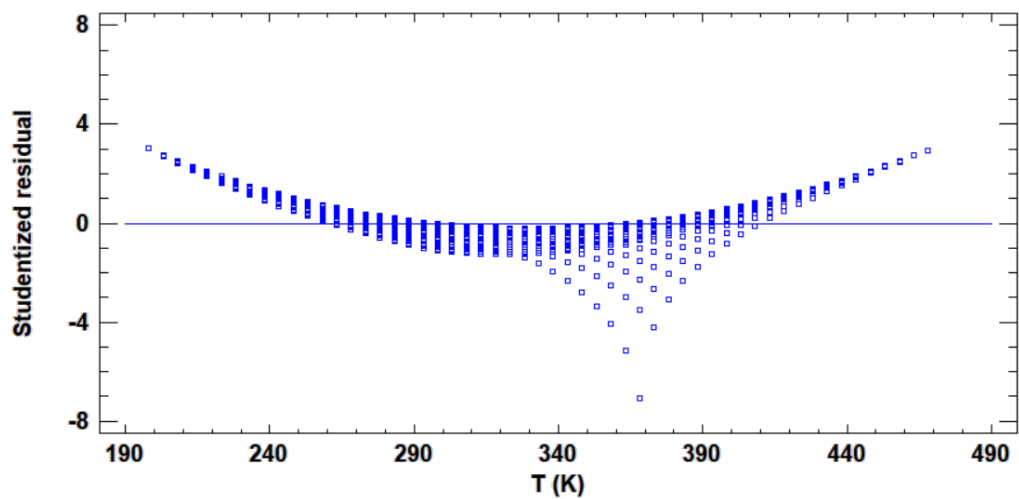


Figure 36. Graphique de résidus de T en $h(T, \text{sqrt}(p))$, vapeur surchauffée

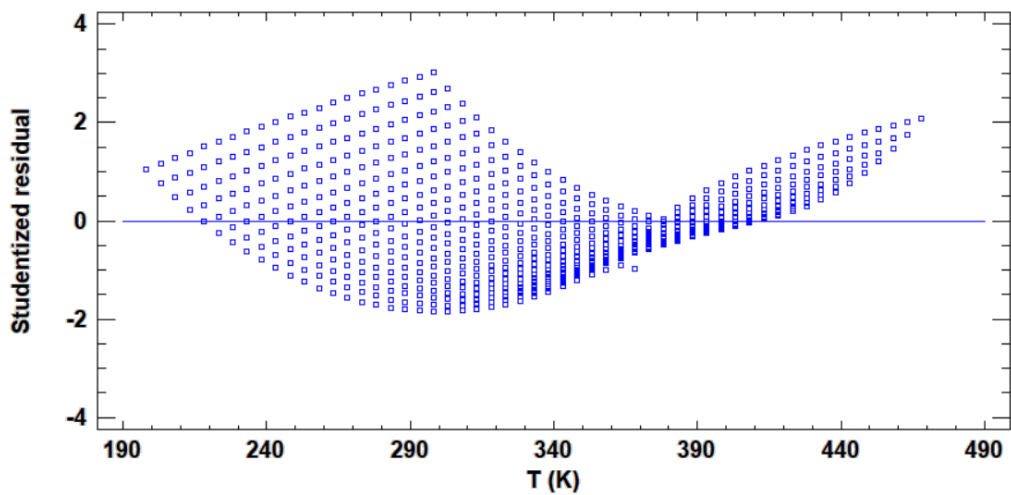


Figure 37. Graphique de résidus de T en $s(T, p)$, vapeur surchauffée

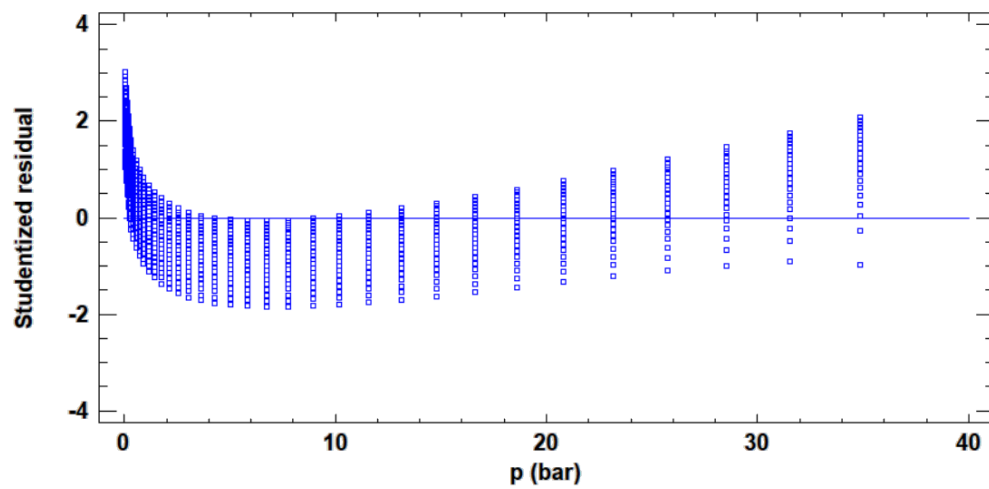


Figure 38. Graphique de résidus de p en $s(T, p)$, vapeur surchauffée

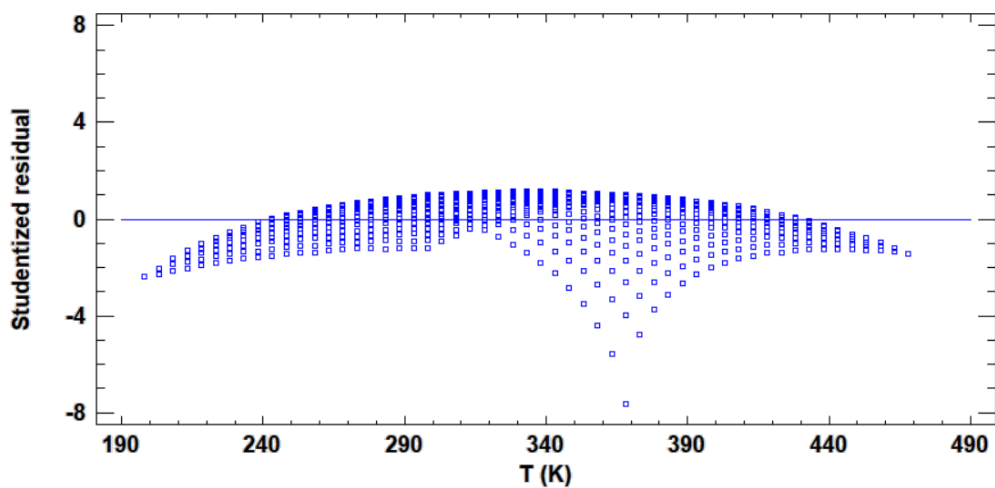


Figure 39. Graphique de résidus de T en $s(T, \ln(p))$, vapeur surchauffée

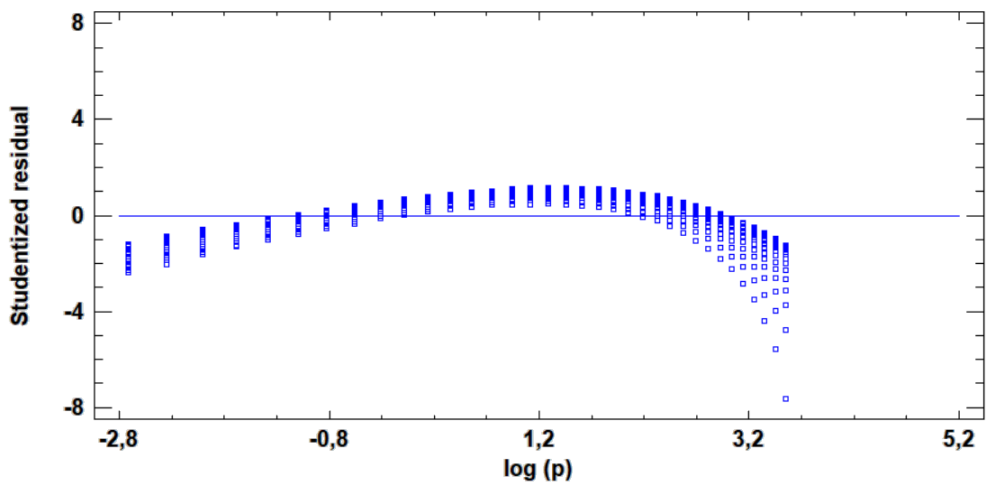


Figure 40. Graphique de résidus de $\ln(p)$ en $s(T, \ln(p))$, vapeur surchauffée

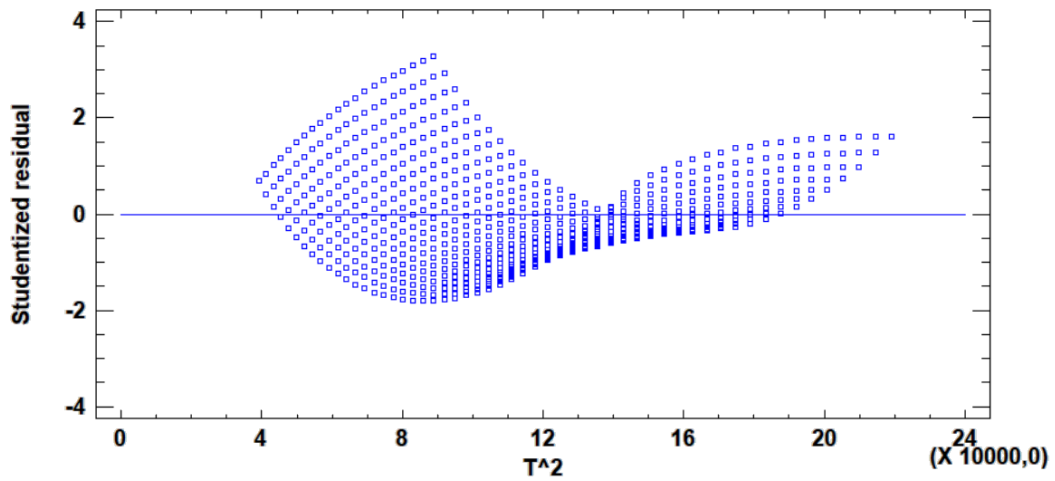


Figure 41. Graphique de résidus de T^2 en $s(T^2, \ln(p))$, vapeur surchauffée

B.2 Vapeur humide

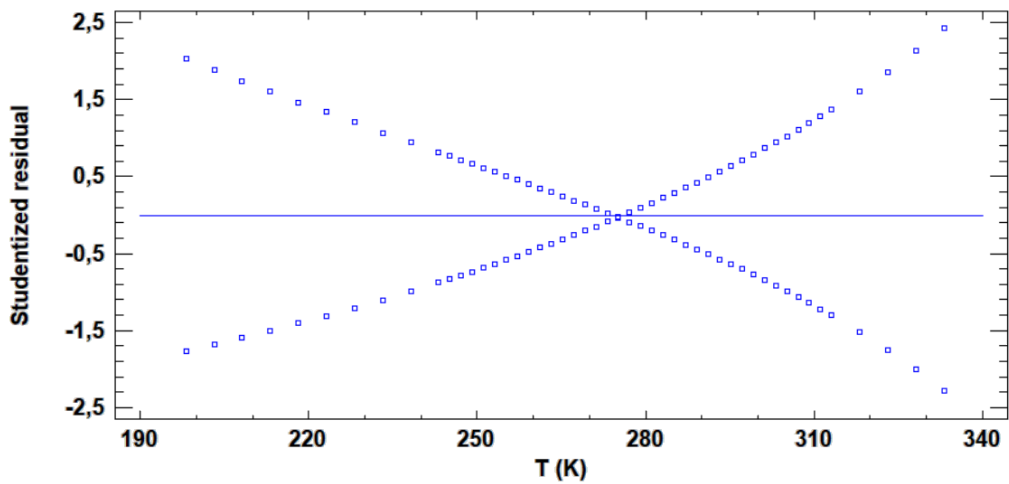


Figure 42. Graphique de résidus de T en $h(T, x)$, vapeur humide

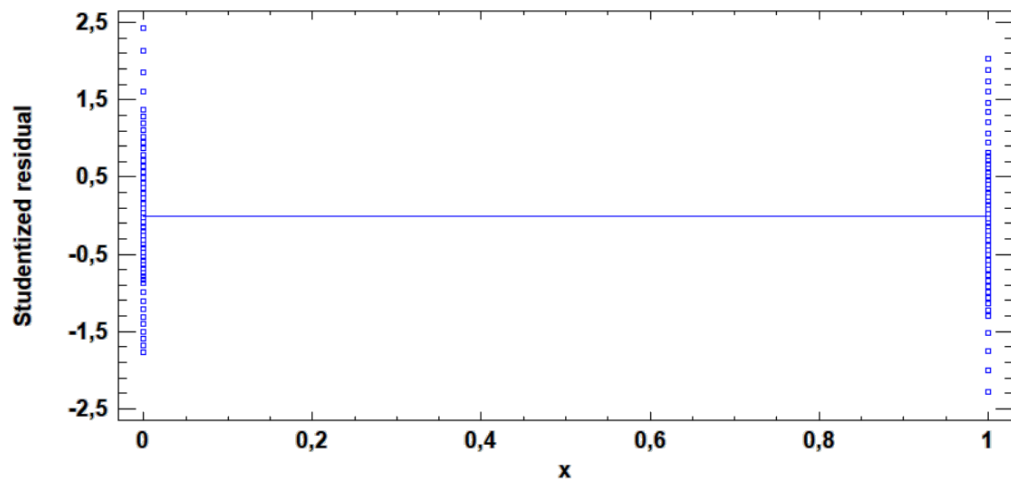


Figure 43. Graphique de résidus de x en $h(T, x)$, vapeur humide

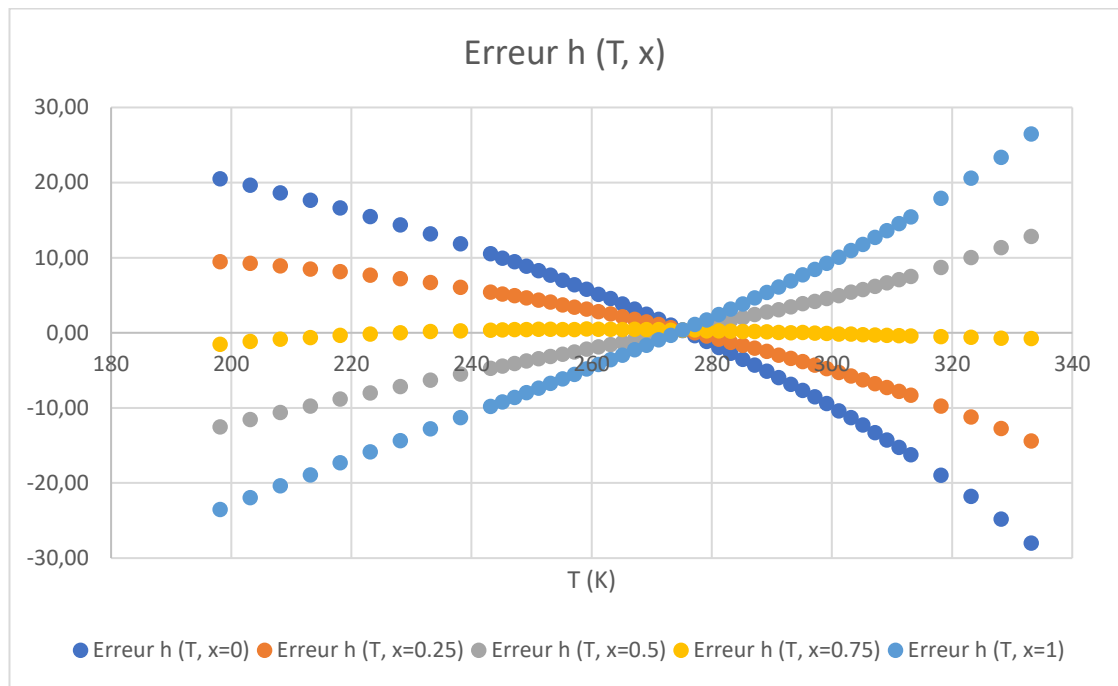


Figure 44. Graphique de résidus de $h(T, x)$ pour différents titres de vapeur

C. Modèles de la machine frigorifique

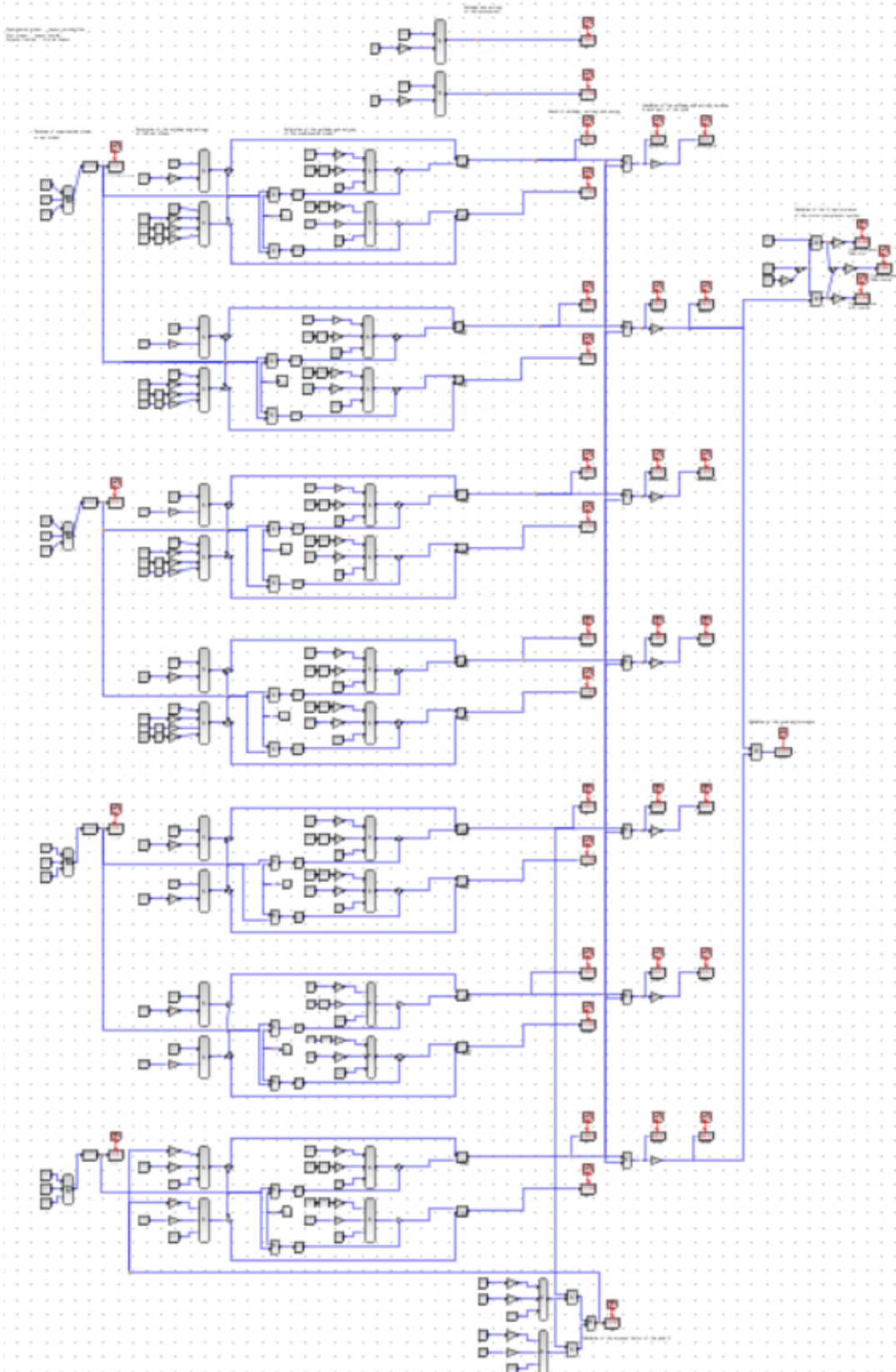


Figure 45. Modèle du cycle frigorifique

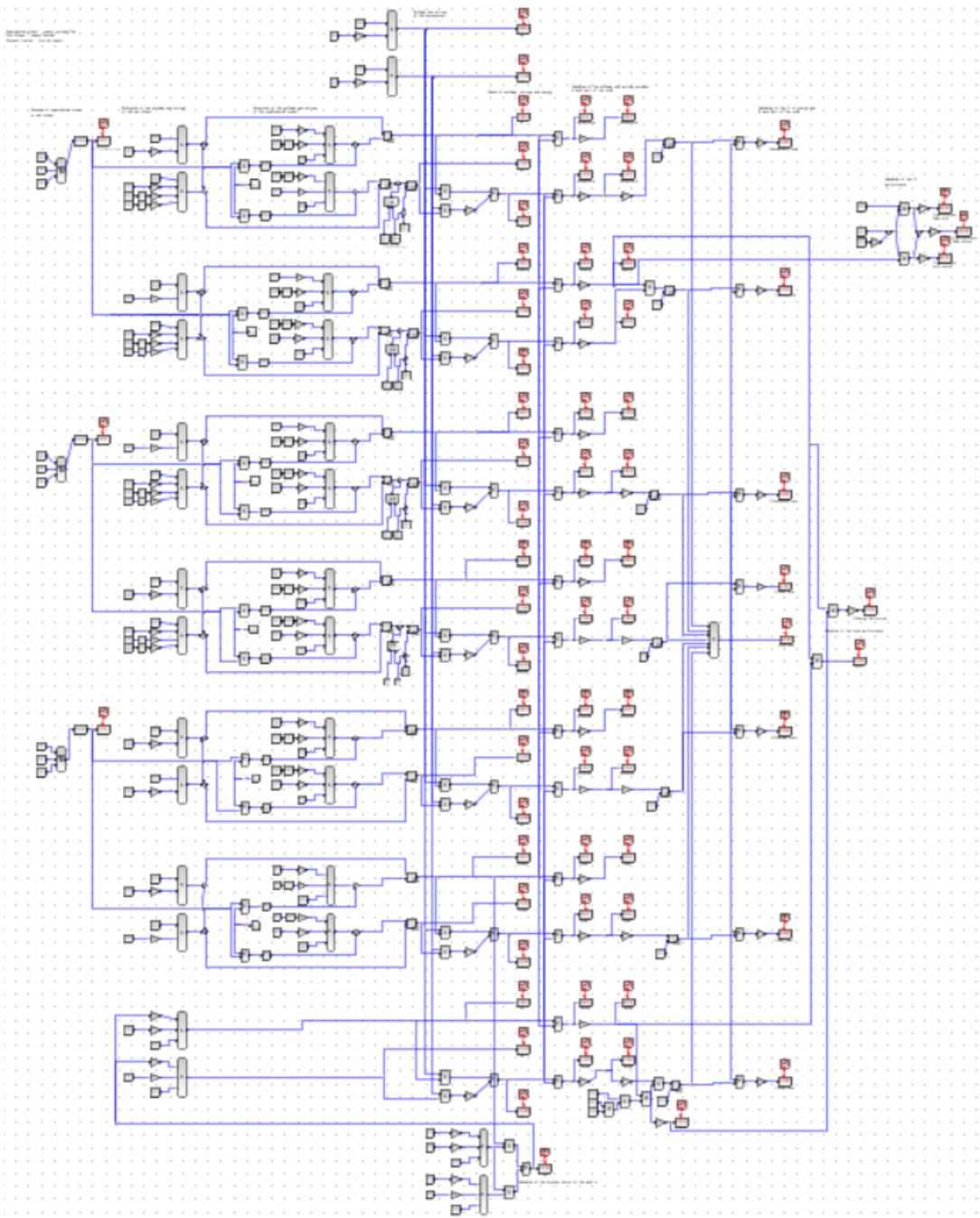


Figure 46. Modèle du cycle frigorifique avec l'analyse exergetique

D. Essais proposés pour les travaux pratiques

Dans cette séance du TP avec la machine frigorifique ET 351C vous devrez faire les mesures de quatre essais différents pour calculer le bilan énergétique et pour répondre des questions sur le fonctionnement du cycle frigorifique.

Ci-dessous, les essais sont proposés.

- Essai 1

Réglez le débit d'eau du condenseur à 30 g/s, la puissance de chauffage de l'évaporateur à 350 W et le régime du moteur à 200 rpm.

Après 10 minutes le cycle commence à atteindre l'équilibre, effectuez les mesures quand elles sont stabilisées.

- Essai 2

Maintenant, augmentez le débit d'eau du condenseur jusqu'à 50 g/s. Le cycle devra s'équilibrer en environ 10 minutes. Effectuez les mesures.

- Essai 3

Pour le troisième essai, vous devrez augmenter la puissance de chauffage de l'évaporateur jusqu'à 600 W. Attendez 15 ou 20 minutes avant d'effectuer les mesures.

- Essai 4

Finalement, il faudra augmenter la vitesse de rotation du moteur à 500 rpm. De la même façon que dans l'essai 3, effectuez les mesures après 15-20 minutes, quand la plupart des températures et pressions sont stabilisées.