

Conception et Simulation d'une Machine Frigorifique à Éjecteur Fonctionnant au R718

LISONGO SEMETE Gabriel

17 février 2026

Introduction générale

La demande mondiale en *froid utile* connaît une croissance rapide, portée simultanément par l'augmentation du confort thermique (climatisation), l'urbanisation, l'essor des services, et la nécessité de sécuriser les chaînes de conservation des denrées et des médicaments. Dans de nombreuses régions, en particulier dans les zones intertropicales, le froid n'est plus seulement un élément de confort : il devient un enjeu de santé publique, de sécurité alimentaire et de productivité économique. Or, cette montée en puissance du besoin en réfrigération intervient dans un contexte où les systèmes énergétiques sont déjà fortement sollicités.

Les technologies dominantes reposent encore largement sur le *cyclage à compression mécanique de vapeur*, reconnu pour sa maturité industrielle et ses performances. Cependant, cette solution s'accompagne d'un coût énergétique élevé : les installations de climatisation et de réfrigération contribuent de manière significative à la consommation électrique, souvent aux heures de pointe, ce qui aggrave la contrainte sur les réseaux et augmente le recours aux moyens de production carbonés lorsque la demande excède l'offre renouvelable. À l'échelle macro-énergétique, la réfrigération devient ainsi un contributeur important aux émissions indirectes de CO₂, puisque l'électricité consommée est encore largement produite à partir de sources fossiles dans de nombreux pays.

Au-delà de la dimension énergétique, la réfrigération est également au cœur d'une transition environnementale structurée par des contraintes réglementaires internationales. Historiquement, l'abandon progressif des CFC puis des HCFC a été imposé par la nécessité de protéger la couche d'ozone, notamment à travers le *Protocole de Montréal*. Plus récemment, l'attention s'est déplacée vers l'impact climatique des fluides frigorigènes : de nombreux HFC possèdent un potentiel de réchauffement global (*GWP*) élevé. L'*Amendement de Kigali* a ainsi accéléré la trajectoire de réduction des HFC, renforçant la recherche de solutions à faible ou nul impact climatique.

Parmi les fluides naturels, l'eau (R718) se distingue par un avantage environnemental radical : elle est non toxique, non inflammable, disponible et son *GWP* est nul. Cette évidence « écologique » se heurte toutefois à une réalité thermodynamique : l'eau comme réfrigérant impose, pour produire du froid à des températures usuelles, un fonctionnement à très basse pression. C'est précisément ce défi qui rend le sujet à la fois complexe et scientifique, mais aussi porteur d'innovation.

L'idée d'une réfrigération alimentée par énergie solaire s'inscrit dans une logique physique simple : lorsqu'un besoin de froid est maximal, l'irradiation solaire est souvent élevée. Deux grandes familles de cycles thermiques sont couramment envisagées : les cycles à *absorption* et les cycles à *éjection*.

Les systèmes à absorption (notamment LiBr–H₂O) sont largement étudiés, mais présentent des contraintes technologiques importantes : risques de cristallisation, corrosion, complexité d'exploitation et sensibilité aux conditions opératoires. Le cycle à éjecteur constitue une alternative attractive : il repose sur un organe statique, robuste, et compatible avec des sources thermiques de température modérée. Néanmoins, son fonctionnement dépend fortement du couplage entre générateur, éjecteur, condenseur et évaporateur, et ce couplage devient particulièrement délicat lorsque le fluide de travail est l'eau (R718) sous vide.

L'utilisation de l'eau (R718) comme réfrigérant conduit à un fait central : pour obtenir des températures d'évaporation compatibles avec des applications de froid à *moyenne température*, la pression d'évaporation devient extrêmement faible. À titre indicatif, à $T_{\text{evap}} \approx 10^\circ\text{C}$, la pression de saturation est de l'ordre de 1,2 kPa, soit un régime de vide prononcé.

Cette caractéristique conditionne l'ensemble du dimensionnement et de la stabilité du système : volumes spécifiques élevés, sensibilité aux pertes de charge, influence des gaz non condensables, apparition possible d'écoulements diphasiques non désirés, et non-linéarités marquées dans l'éjecteur (détente supersonique, mélange, onde de choc, récupération de pression). Dans ces conditions, la seule cohérence thermodynamique des états ne suffit pas : il est nécessaire de vérifier également la faisabilité énergétique et technologique, notamment via les capacités d'échange des échangeurs et des diagnostics internes.

Dans un cycle à éjecteur R718, les approches empiriques ou les dimensionnements isolés atteignent

rapidement leurs limites. Une variation de la température de condensation modifie la pression de condensation, ce qui rétroagit sur l'éjecteur, puis sur le débit, puis sur les bilans énergétiques des échangeurs. Cette boucle de rétroaction rend le système intrinsèquement *couplé* et potentiellement instable.

De plus, un cycle peut être thermodynamiquement cohérent tout en étant technologiquement irréalisable si les échangeurs ne peuvent fournir (ou rejeter) la puissance requise. Il devient donc indispensable de développer un outil numérique capable de (i) calculer les états et performances, (ii) instrumenter les résultats par des critères de cohérence (mismatch thermique, diphasique inattendu, vide poussé, etc.), et (iii) analyser la sensibilité des performances aux paramètres de conception.

Malgré l'intérêt environnemental et la disponibilité de l'eau (R718), le développement d'une machine frigorifique à éjecteur fonctionnant sous vide soulève un ensemble de difficultés scientifiques et technologiques : forte sensibilité aux conditions de condensation et d'évaporation, non-linéarité de l'éjecteur, risques de fonctionnement diphasique non désiré, et dépendance critique aux capacités réelles des échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur). Dans un tel contexte, l'enjeu principal n'est pas uniquement de *calculer* un COP, mais de démontrer une cohérence globale du système en intégrant des mécanismes de contrôle et des indicateurs de validité.

La problématique peut alors être formulée comme suit :

Comment modéliser et simuler de manière fiable un cycle frigorifique à éjecteur utilisant l'eau (R718) et alimenté par une source thermique solaire, en tenant compte du couplage non linéaire entre composants, des contraintes de fonctionnement sous vide, et de la faisabilité énergétique imposée par les échangeurs ?

À partir de cette problématique, ce travail s'articule autour des questions de recherche suivantes :

1. **Q1.** Quels modèles mathématiques (0D/1D) permettent de représenter chaque composant du cycle (détendeur, évaporateur, éjecteur, condenseur, pompe, chaudière) de manière suffisamment fidèle pour une étude système ?
2. **Q2.** Comment assurer la **cohérence** entre les bilans massiques/enthalpiques et les capacités d'échange réelles (via K , A , ΔT_{lm}), afin d'identifier automatiquement les cas technologiquement irréalistes ?
3. **Q3.** Quelles conditions opératoires (notamment T_{gen} , T_{cond} , T_{evap}) maximisent les performances tout en restant compatibles avec la stabilité sous vide (cavitation, non-condensables, pertes de charge) ?
4. **Q4.** Dans quelle mesure l'intégration de diagnostics (*flags*) améliore-t-elle la robustesse du simulateur et la qualité de l'interprétation des résultats ?

Afin de rendre le problème traitable tout en conservant l'essentiel de la physique, les hypothèses suivantes sont adoptées :

1. **H1 (régime permanent 0D)** : le cycle est étudié en régime permanent, avec des modèles globalisés (0D) pour les échangeurs et une représentation 1D simplifiée de l'éjecteur.
2. **H2 (propriétés fiables)** : les propriétés thermodynamiques de l'eau (R718) sont calculées par une bibliothèque de référence (*CoolProp*), garantissant la cohérence des états.
3. **H3 (éjecteur modélisé)** : l'éjecteur peut être représenté par un modèle compressible 1D incluant la détente primaire, le mélange et une récupération de pression, avec prise en compte d'un choc normal lorsque nécessaire.
4. **H4 (échangeurs paramétrés)** : les échangeurs (évaporateur, condenseur, chaudière) sont décrits par un modèle $KA\Delta T_{lm}$, les paramètres K et A étant donnés ou estimés au stade de conception préliminaire.
5. **H5 (cohérence instrumentée)** : des critères de cohérence et des drapeaux (*flags*) permettent de détecter des écarts significatifs (mismatch thermique, états diphasiques inattendus, risque de cavitation, etc.) et d'encadrer l'interprétation des résultats.

La démarche adoptée suit un protocole de recherche appliquée combinant (i) une construction progressive du modèle, (ii) une implémentation logicielle structurée, et (iii) une validation par critères de cohérence et analyses numériques. Elle se décline en cinq étapes complémentaires :

Dans un premier temps, une revue de littérature est menée afin de :

- identifier les architectures de réfrigération solaire thermique et la place des cycles à éjecteur;
- préciser les modèles de composants disponibles (échangeurs, éjecteur, pompe, détente) et leurs hypothèses ;

- établir les ordres de grandeur pertinents pour une application de puissance intermédiaire (environ 12 kW).

Cette étape aboutit à la définition du *périmètre* du modèle (circuit frigorifique et circuit moteur), des variables d'entrée et des grandeurs de sortie visées.

Ensuite, les hypothèses de modélisation sont fixées (régime permanent, modèles 0D pour échangeurs, représentation 1D de l'éjecteur). Surtout, un ensemble de critères de cohérence est défini afin de *contrôler* la validité des calculs :

- cohérence énergétique massique vs $KA\Delta T_{lm}$ (mismatch thermique) ;
- détection de conditions de vide poussé ;
- détection de zones diphasiques inattendues ;
- vérification des hiérarchies de pression et des conditions d'aspiration ;
- indicateurs de stabilité (ex. risque de cavitation simplifié côté pompe).

Ces critères sont implémentés sous forme de *flags*, ce qui permet une traçabilité des limites du modèle et une interprétation robuste des résultats.

Le simulateur est développé en **Python** autour d'une architecture modulaire inspirée du **MVC**. Chaque composant est implémenté comme un module indépendant :

- un *modèle* (équations, solveur, diagnostics),
- une structure de *résultat* (états, bilans, flags),
- des services transversaux (propriétés via *CoolProp*, objets d'état thermodynamique).

L'objectif est de garantir la maintenabilité du code, la réutilisabilité des composants et la possibilité d'étendre le modèle (ex. amélioration de l'éjecteur, ajout d'exergie).

À partir d'un cas nominal (défini par T_{gen} , T_{cond} , T_{evap} et une puissance frigorifique cible), des simulations sont réalisées pour :

- déterminer les débits massiques (primaire/secondaire) et les états thermodynamiques,
- calculer les performances globales (COP, bilans énergétiques),
- produire des diagrammes thermodynamiques ($P-h$, $P-s$) et des graphiques d'analyse.

Les résultats sont systématiquement accompagnés des flags afin d'identifier les cas physiquement plausibles et technologiquement cohérents.

Enfin, une analyse de sensibilité est menée pour étudier l'influence des paramètres dominants (températures de fonctionnement, KA des échangeurs, rendements de l'éjecteur) sur les performances et la stabilité. Cette étape permet de proposer des recommandations conceptuelles, notamment sur :

- les compromis entre T_{gen} et les pertes thermiques/contraintes d'échange,
- le dimensionnement minimal des échangeurs,
- les précautions liées au fonctionnement sous vide (purge, étanchéité, pertes de charge).

L'objectif général de ce travail est de **modéliser**, **implémenter** et **analyser** les performances d'un cycle frigorifique à éjecteur utilisant l'eau (R718) et alimenté par une source thermique solaire, en tenant compte des contraintes spécifiques liées au fonctionnement sous vide et à la non-linéarité du couplage entre composants.

De manière plus détaillée, il s'agit de :

1. établir un cadre méthodologique définissant le périmètre du modèle, les hypothèses globales, les variables d'entrée et les critères de cohérence ;
2. développer un simulateur numérique modulaire représentant les composants principaux et assurant la circulation des états thermodynamiques ;
3. intégrer des mécanismes de diagnostic (*flags*) pour détecter incohérences physiques, risques de fonctionnement et limites de validité ;
4. réaliser une analyse de performance (cas nominal, sensibilité) et formuler des recommandations conceptuelles.

Le simulateur est implémenté en **Python**, avec calcul des propriétés thermodynamiques via **CoolProp**. Une architecture logicielle inspirée du **patron MVC** est adoptée afin de séparer la logique de calcul, la gestion des données et la présentation. Les résultats sont exploités au moyen de diagrammes $P-h$ et $P-s$ ainsi que d'indicateurs synthétiques (COP, débits, bilans énergétiques), renforcés par des diagnostics internes.

Le mémoire est structuré en deux parties principales :

- **La première partie** présente le cadre théorique et technologique : principes de la réfrigération solaire, description des composants du cycle à éjecteur et enjeux propres au fluide R718 sous vide.
- **La deuxième partie** développe l'étude systémique : méthodologie de modélisation, architecture du simulateur, modélisation des composants, puis analyse des performances et recommandations.

Résumé

Ce travail présente la conception, la modélisation et la simulation d'une machine frigorifique à éjecteur fonctionnant au fluide frigorigène naturel R718 (eau).

L'objectif principal est le dimensionnement inverse du système à partir de deux paramètres d'entrée : la puissance frigorifique de l'évaporateur et la température d'évaporation. Le modèle développé permet de calculer automatiquement les états thermodynamiques du cycle complet, les débits massiques, le coefficient de performance (COP), ainsi que les indicateurs de diagnostic.

Une modélisation avancée de l'éjecteur a été implémentée en intégrant les effets d'écoulement compressible supersonique, la détection d'onde de choc normale et l'analyse des régimes d'aspiration.

Une interface graphique interactive permet la visualisation dynamique du fonctionnement du système ainsi que l'affichage des diagrammes thermodynamiques P-h et T-s.

Les résultats obtenus démontrent la cohérence thermodynamique du modèle ainsi que la convergence du dimensionnement global du système.

Mots-clés : Éjecteur, R718, Cycle frigorifique, Écoulement compressible, Simulation thermodynamique, Dimensionnement inverse.

Abstract

This work presents the design, modeling, and simulation of an ejector refrigeration system operating with the natural refrigerant R718 (water).

The main objective is the inverse dimensioning of the system based on two input parameters : the evaporator cooling capacity and the evaporation temperature. The developed model automatically computes thermodynamic states, mass flow rates, coefficient of performance (COP), and diagnostic indicators.

An advanced ejector model including supersonic compressible flow, normal shock detection, and suction regime analysis was implemented.

A graphical user interface enables dynamic visualization of system behavior and thermodynamic diagrams (P-h and T-s).

Results demonstrate thermodynamic consistency and successful convergence of the global system dimensioning.

Keywords : Ejector, R718, Refrigeration cycle, Compressible flow, Thermodynamic simulation, Inverse design.

Table des matières

Introduction générale	i
Résumé	iv
Abstract	v
Liste des abréviations	xiv
Notations et Conventions	xv
I Étude des composants	1
Introduction de la Partie I	2
1 Description de la machine frigorifique à eau de 12 kW	3
1.1 Évolution historique et positionnement scientifique	5
1.1.1 Domination historique du cycle à compression et limites énergétiques	5
1.1.2 Émergence des cycles thermiquement entraînés : absorption, adsorption et éjection	5
1.1.3 Positionnement scientifique du cycle à éjection avec R718 : opportunités et verrous	6
1.1.4 Insertion du solaire thermique : cohérence avec les niveaux de température visés	7
1.1.5 Synthèse de l'état de l'art et place du présent travail	8
1.2 Organisation générale de la machine	8
1.3 Fonctionnement détaillé du cycle	8
1.4 Indicateur de performance énergétique	8
1.5 Résumé du chapitre	8
2 Le fluide frigorigène : l'eau (R718)	9
2.1 Conditions thermodynamiques requises pour un fluide frigorigène	10
2.2 Relation pression-température et fonctionnement sous vide	10
2.3 Analyse du volume spécifique vapeur	10
2.4 Avantages thermodynamiques du R718	11
2.5 Contraintes spécifiques du fonctionnement sous vide	11
2.6 Comparaison avec un fluide HFC : analyse critique	11
2.7 Résumé du chapitre	12
3 L'éjecteur de fluide	13
3.1 Technologie et typologie des éjecteurs	14
3.1.1 Architecture constructive	14
3.1.2 Typologie fonctionnelle	14
3.1.3 Contraintes technologiques spécifiques au R718	14
3.2 Rôle systémique et repérage des états du cycle	14
3.3 Écoulement compressible dans la tuyère primaire	15
3.3.1 Hypothèses de base	15
3.3.2 Étranglement au col (<i>choking</i>)	15
3.3.3 Rendement isentropique de tuyère	15
3.4 Modélisation du mélange	15
3.4.1 Conservation de la masse	15

3.4.2	Conservation de la quantité de mouvement	15
3.4.3	Bilan d'énergie (mélange adiabatique)	16
3.5	Ondes de choc et relation de Hugoniot	16
3.5.1	Origine physique du choc	16
3.5.2	Équations de Rankine-Hugoniot (forme générale)	16
3.5.3	Relations Mach (gaz parfait) et adaptation au R718 réel	16
3.6	Régime critique, double étranglement et pression critique	17
3.6.1	Étranglement primaire	17
3.6.2	Étranglement secondaire et régime critique	17
3.6.3	Pression critique de condensation	17
3.7	Modèle mathématique 1D hybride retenu pour la simulation	17
3.7.1	Structure du modèle	17
3.7.2	Fermeture par rendements et paramètres semi-empiriques	17
3.7.3	Propriétés réelles via CoolProp	17
3.8	Comparaison critique des principaux modèles 1D d'éjecteurs	18
	Résumé du chapitre	18
4	Le détendeur	19
4.1	Rôle systémique et interaction avec le cycle à éjecteur	20
4.2	Typologie technologique des détendeurs et choix pertinent pour le R718	20
4.2.1	Grandes familles d'organes de détente	20
4.2.2	Contraintes spécifiques du R718 (vide, non-condensables, volumes spécifiques)	20
4.3	Fondements thermodynamiques du laminage	21
4.3.1	Démonstration de l'isoenthalpie à partir du premier principe (écoulement stationnaire)	21
4.3.2	Irréversibilité et entropie	21
4.4	Formation du mélange diphasique en sortie	21
4.4.1	Expression du titre vapeur en sortie (équilibre thermodynamique)	21
4.4.2	Équilibre vs non-équilibre : limites du modèle « homogène »	21
4.5	Hydraulique du détendeur	22
4.5.1	Approche orifice : débit monophasique (référence)	22
4.5.2	Cavitation et nombre de cavitation	22
4.5.3	Écoulement critique en détente diphasique : notion et implications	22
4.6	Instabilités dynamiques et couplage avec les composants aval/amont	22
4.7	Modèle mathématique retenu pour la simulation (niveau mémoire)	22
4.8	Résumé du chapitre	23
5	Le condenseur	24
5.1	Rôle systémique dans le cycle à éjecteur	25
5.2	Typologie des condenseurs et choix technologique	25
5.2.1	Familles technologiques (classification)	25
5.2.2	Spécificités du R718 et implications sur le choix	25
5.3	Phénoménologie de la condensation : zones thermiques et mécanismes	25
5.3.1	Trois zones classiques : désurchauffe, condensation, sous-refroidissement	25
5.3.2	Modes de condensation : film vs gouttes	26
5.4	Condensation en film	26
5.4.1	Hypothèses et cadre	26
5.4.2	Résultat : coefficient moyen de transfert par film laminaire	26
5.4.3	Limites pratiques et corrections	26
5.5	Convection naturelle côté air	26
5.5.1	Rayleigh et Nusselt	26
5.5.2	Conséquence majeure : résistance dominante côté air	27
5.6	Résistances thermiques globales et modèle KA-LMTD	27
5.6.1	Résistance équivalente et coefficient global	27
5.6.2	Définition de la différence de température logarithmique moyenne	27
5.7	Non-condensables sous vide	27
5.8	Impact sur la pression critique et la stabilité de l'éjecteur	27
5.9	Modèle mathématique retenu dans le simulateur	28
5.10	Discussion critique	28

5.11	Résumé du chapitre	28
6	L'évaporateur à film ruisselant	29
6.1	Rôle systémique	30
6.2	Étude phénoménologique du film ruisselant	30
6.2.1	Formation et dynamique du film	30
6.2.2	Vaporisation et résistances thermiques	30
6.3	Bilan énergétique et définition de la puissance frigorifique	30
6.4	Modélisation thermique de l'évaporateur : approche détaillée	30
6.4.1	Écriture globale par coefficient global de transfert	30
6.4.2	Modélisation du coefficient côté film ruisselant	31
6.5	Phénomènes critiques et stabilité sous vide	31
6.5.1	Assèchement local (dry-out) et mouillage	31
6.5.2	Pertes de charge et effet sur l'aspiration éjecteur	31
6.6	Modèle mathématique retenu pour la simulation	31
6.7	Discussion critique	32
6.8	Résumé du chapitre	32
7	La chaudière solaire	33
7.1	Principe du concentrateur cylindro-parabolique	34
7.2	Bilan énergétique du générateur	34
7.3	Pertes thermiques	34
7.3.1	Convection naturelle	34
7.3.2	Rayonnement thermique	34
7.4	Rendement thermique du générateur	35
7.5	Couplage thermodynamique avec l'éjecteur	35
7.6	Dimensionnement préliminaire	35
7.7	Problèmes spécifiques au chauffage direct du R718	35
7.8	Modèle mathématique retenu	36
7.9	Résumé du chapitre	36
8	La pompe alimentaire	37
8.1	Rôle systémique	38
8.2	Étude phénoménologique	38
8.2.1	Travail de pompage : formulation thermodynamique	38
8.2.2	Pertes de charge et pression disponible à l'aspiration	38
8.3	Cavitation et NPSH	38
8.3.1	Définitions	38
8.3.2	Formulation du NPSH disponible	39
8.4	Effets de la cavitation sur le cycle	39
8.5	Stratégies de mitigation et choix technologiques	39
8.6	Modèle mathématique retenu pour la simulation	39
8.7	Résumé du chapitre	40
II	Étude systémique	41
Introduction de la Partie II		42
9	Méthodologie de modélisation	43
9.1	Périmètre du modèle	44
9.2	Couplage thermodynamique et massique	44
9.2.1	Couplage massique	44
9.2.2	Couplage énergétique global	44
9.3	Hypothèses globales du modèle	44
9.4	Grandeurs d'entrée du dimensionnement	45
9.5	Critères de cohérence thermodynamique et indicateurs de validité	45
9.5.1	Hiérarchie des pressions	45
9.5.2	Fermeture énergétique globale	45

9.5.3	Convergence du dimensionnement inverse	45
9.5.4	Régime critique et pression critique	46
9.5.5	Cohérence du régime supersonique	46
9.5.6	Production d'entropie	46
9.5.7	Risque de cavitation dans la pompe	46
9.5.8	Conditions physiques minimales	46
9.5.9	Indicateur global de validité	47
10	Architecture et fonctionnement du simulateur	48
10.1	Arborescence du projet	49
10.2	Architecture modulaire	49
10.2.1	Une approche modulaire et fiable	49
10.2.2	Étude de cas : Le module du Détendeur (<i>Expansion Valve</i>)	50
10.3	Protocole d'échange	51
10.3.1	La classe <code>ThermoState</code> : Le "Passeport" Thermodynamique	51
10.3.2	La classe <code>PropsService</code> : La Source de Vérité Unique	51
10.3.3	Interaction et fonctionnement du moteur	52
10.4	Points d'entrée et Interface Principale	52
10.4.1	Les mécanismes de lancement	52
10.4.2	L'interface d'accueil : La classe <code>MainApp</code>	53
10.4.3	Fonctionnement et flux de contrôle	53
10.5	Validation par les Tests Unitaires	54
10.5.1	Le choix de <code>pytest</code> et la philosophie de test	54
10.5.2	Structure et écriture d'un test : l'approche "Arrange-Act-Assert"	54
10.6	Outils et Environnement de Développement	55
10.6.1	Le fichier de configuration central : <code>pyproject.toml</code>	55
10.6.2	Les dépendances du projet	55
10.6.3	Outils de développement	56
11	Modélisation des composants	57
11.1	Le Détendeur (<i>Expansion Valve</i>)	58
11.1.1	Rôle dans le système	58
11.1.2	Modèle mathématique retenu	58
11.1.3	Hypothèses	58
11.1.4	Équations utilisées	58
11.1.5	Algorithme d'implémentation	58
11.1.6	Structure du code Python	58
11.1.7	Flags et contrôles de cohérence associés	59
11.1.8	Limites du modèle	59
11.2	L'Évaporateur	59
11.2.1	Rôle dans le système	59
11.2.2	Modèle mathématique retenu	59
11.2.3	Hypothèses	59
11.2.4	Équations utilisées	60
11.2.5	Algorithme d'implémentation	60
11.2.6	Structure du code Python	60
11.2.7	Flags et contrôles de cohérence associés	60
11.2.8	Limites du modèle	60
11.3	L'Éjecteur	61
11.3.1	Rôle dans le système	61
11.3.2	Modèle mathématique retenu	61
11.3.3	Hypothèses	62
11.3.4	Équations utilisées	62
11.3.5	Algorithme d'implémentation (V2)	63
11.3.6	Structure du code Python	64
11.3.7	Flags et contrôles de cohérence associés	64
11.3.8	Limites du modèle	65
11.4	Le Condenseur	65
11.4.1	Rôle dans le système	65

11.4.2 Modèle mathématique retenu	65
11.4.3 Hypothèses	65
11.4.4 Équations utilisées	65
11.4.5 Algorithme d'implémentation	66
11.4.6 Structure du code Python	66
11.4.7 Flags et contrôles de cohérence associés	66
11.4.8 Limites du modèle	67
11.5 La Pompe	67
11.5.1 Rôle dans le système	67
11.5.2 Modèle mathématique retenu	67
11.5.3 Hypothèses	67
11.5.4 Équations utilisées	67
11.5.5 Algorithme d'implémentation	67
11.5.6 Structure du code Python	67
11.5.7 Flags et contrôles de cohérence associés	68
11.5.8 Limites du modèle	68
11.6 La Chaudière Solaire (Générateur)	68
11.6.1 Rôle dans le système	68
11.6.2 Modèle mathématique retenu	68
11.6.3 Hypothèses	68
11.6.4 Équations utilisées	69
11.6.5 Algorithme d'implémentation	69
11.6.6 Structure du code Python	69
11.6.7 Flags et contrôles de cohérence associés	69
11.6.8 Limites du modèle	70
12 Analyse des performances	71
12.1 Cas nominal	72
12.1.1 États thermodynamiques	72
12.1.2 Débits massiques	72
12.1.3 Bilans énergétiques	72
12.1.4 Coefficient de performance	73
12.2 Analyse de sensibilité	73
12.2.1 Influence de la température de condensation	73
12.2.2 Influence de la température générateur	73
12.3 Analyse exergétique du système	73
12.4 Limites du modèle	73
12.5 Recommandations conceptuelles	74
Conclusion générale	75
1. Bilan scientifique et méthodologique du travail réalisé	75
2. Résultats majeurs obtenus et interprétation thermodynamique	76
3. Difficultés rencontrées : erreurs, instabilités et enseignements	77
4. Limites du modèle et recommandations conceptuelles	78
5. Perspectives : extensions scientifiques et évolutions du simulateur	79
III Annexes	81
A Fondements théoriques de l'écoulement compressible dans l'éjecteur	82
A.1 Hypothèses fondamentales	82
A.2 Équations fondamentales (volume de contrôle 1D)	82
A.2.1 Conservation de la masse	82
A.2.2 Conservation de la quantité de mouvement	82
A.2.3 Conservation de l'énergie (enthalpie totale)	82
A.3 Écoulement isentropique dans une tuyère	83
A.3.1 Définition et relations de base	83
A.3.2 Relations stagnation–statique (gaz parfait)	83
A.4 Condition d'étranglement (Mach = 1) et relation aire–Mach	83

A.4.1 Critère d'étranglement	83
A.4.2 Relation aire–Mach	83
A.5 Choc normal : équations de Rankine–Hugoniot	83
A.5.1 Conservation à travers le choc	83
A.5.2 Relation de Hugoniot	84
A.6 Variation d'entropie à travers le choc	84
A.7 Relations Mach amont/aval (gaz parfait)	84
A.8 Adaptation au cas du R718 (fluide réel sous vide)	84
A.9 Portée et limites	85
B Outils et choix technologiques du simulateur	86
B.1 Architecture logicielle : Design Pattern MVC	86
B.1.1 Principe	86
B.1.2 Application au simulateur	86
B.1.3 Justification du choix	86
B.2 Principe ACID appliqué à la cohérence des calculs	86
B.2.1 Rappel du principe ACID	86
B.2.2 Application au simulateur thermodynamique	87
B.3 Bibliothèque thermophysique : CoolProp	87
B.3.1 Présentation	87
B.3.2 Justification du choix	87
B.4 Visualisation scientifique : Matplotlib	87
B.4.1 Rôle	87
B.4.2 Justification	87
B.5 Interface graphique : Tkinter	88
B.5.1 Présentation	88
B.5.2 Justification du choix	88
B.6 Synthèse	88
Références	89

Table des figures

1.1	Principe de fonctionnement d'un cycle à compression de vapeur appliqué à une pompe à chaleur air-source. Le compresseur assure la montée en pression du fluide, le condenseur rejette la chaleur, la vanne de détente abaisse la pression, et l'évaporateur absorbe la chaleur du milieu froid.	3
1.2	Schéma de principe d'un cycle frigorifique : (haut) cycle à compression de vapeur ; (bas) exemple de cycle thermiquement entraîné (absorption). <i>Cette figure sert uniquement d'illustration qualitative : le présent mémoire se concentre sur le cycle à éjection avec H₂O (R718).</i>	5
1.3	Cycle frigorifique à éjecteur : structure tri-therme (générateur–condenseur–évaporateur) et repérage typique des états. Le travail de pompage W_p est faible devant les transferts thermiques Q_g , Q_c et Q_e	7
1.4	Exemple de couplage solaire thermique d'un cycle à éjecteur : la chaleur solaire alimente le générateur, l'éjecteur assure la compression du flux secondaire issu de l'évaporateur, et le condenseur rejette la chaleur vers l'ambiance.	8
10.1	Arborescence générale du projet App_R718	49
10.2	Structure de la classe ThermoState	51
10.3	Flux d'interaction entre ThermoState et PropsService	52
10.4	Interface principale de l'application MainApp	53
10.5	Diagramme illustrant le principe de test unitaire	54
11.1	Convention de numérotation des états thermodynamiques du cycle frigorifique à éjecteur	57
11.2	Diagramme de classes du module Détendeur	59
11.3	Diagramme de classes du module Évaporateur	61
11.4	Diagramme de classes du module Éjecteur (V1 et V2 avec héritage)	64
11.5	Diagramme de classes du module Condenseur	66
11.6	Diagramme de classes du module Pompe	68
11.7	Diagramme de classes du module Chaudière Solaire (Générateur)	70

Liste des tableaux

2.1 Comparaison qualitative entre l'eau (R718) et le R134a.	11
3.1 Comparaison synthétique de modèles 1D d'éjecteurs issus de la littérature.	18
11.1 Drapeaux diagnostiques du module détendeur	59
11.2 Drapeaux diagnostiques du module évaporateur	61
11.3 Drapeaux diagnostiques du module éjecteur	65
11.4 Drapeaux diagnostiques du module condenseur	66
11.5 Drapeaux diagnostiques du module pompe	68
11.6 Drapeaux diagnostiques du module générateur	69

Liste des abréviations

COP	Coefficient de performance
R718	Eau utilisée comme fluide frigorigène
LMTD	Log Mean Temperature Difference
MVC	Model View Controller
UI	User Interface
P-h	Diagramme Pression–Enthalpie
T-s	Diagramme Température–Entropie

Notations et Conventions

Convention de numérotation des états

Le cycle thermodynamique est défini selon la convention suivante :

- 1 → 2 : Détendeur
- 2 → 3 : Évaporateur
- 3 → 4 : Chambre de mélange de l'éjecteur
- 4 → 5 : Diffuseur de l'éjecteur
- 5 → 6 : Condenseur
- 1 → 7 : Pompe
- 7 → 8 : Chaudière (Générateur)
- 8 → 1 : Tuyère de l'éjecteur

Grandeurs thermodynamiques

P	Pression (Pa)
T	Température (K)
h	Enthalpie spécifique (J/kg)
s	Entropie spécifique (J/kg.K)
x	Titre vapeur
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
μ	Taux d'entraînement de l'éjecteur
M	Nombre de Mach

Les diagrammes thermodynamiques P-h et T-s présentent uniquement la numérotation des états (1 à 8) sans légende descriptive.

Première partie

Étude des composants

Introduction de la Partie I

Cette première partie est consacrée à l'étude détaillée des composants constituant la machine frigorifique à éjecteur fonctionnant au R718 (eau). L'objectif est de construire une base scientifique et technologique robuste permettant, d'une part, de justifier les choix de configuration et, d'autre part, d'établir les modèles nécessaires à la simulation numérique du cycle complet.

Dans ce travail, l'approche adoptée repose sur une modélisation principalement unidimensionnelle (1D) des différents organes, en s'appuyant sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Chaque composant est étudié selon une démarche structurée comprenant : (i) son rôle dans le système, (ii) les phénomènes physiques dominants, (iii) les aspects technologiques, et (iv) l'établissement d'un modèle mathématique utilisable en simulation.

Une attention particulière est portée à l'éjecteur, organe clé du cycle, car il assure simultanément l'aspiration de la vapeur secondaire issue de l'évaporateur et la recompression du mélange vers le niveau de pression de condensation. Les sections dédiées à l'éjecteur intègrent les notions d'écoulement compressible, de régime supersonique et de formation d'onde de choc, afin d'aboutir à un modèle représentatif des régimes de fonctionnement observés.

Enfin, l'étude des échangeurs (évaporateur, condenseur, générateur/chaudière) met en évidence le lien direct entre performances thermodynamiques et dimensionnement des surfaces d'échange, via l'utilisation du coefficient global de transfert thermique K , conformément à la convention de notation adoptée dans ce mémoire.

Chapitre 1

Description de la machine frigorifique à eau de 12 kW

La production artificielle de froid constitue aujourd’hui un pilier fondamental des systèmes énergétiques modernes. De la conservation alimentaire à la climatisation des bâtiments, en passant par les procédés industriels et hospitaliers, les technologies frigorifiques sont devenues indispensables au développement socio-économique. Toutefois, cette dépendance massive au froid artificiel s’accompagne d’un coût énergétique significatif, principalement lié à l’usage généralisé du cycle à compression mécanique de vapeur.

Le principe du cycle à compression repose sur une conversion directe d’énergie mécanique — généralement fournie par un compresseur électrique — en élévation de pression et de température du fluide frigorigène. La chaleur est ensuite rejetée au condenseur, le fluide est détendu par laminage, puis s’évapore à basse pression en absorbant la chaleur du milieu à refroidir. Ce schéma thermodynamique, illustré à la figure 1.1, constitue la référence industrielle dominante.

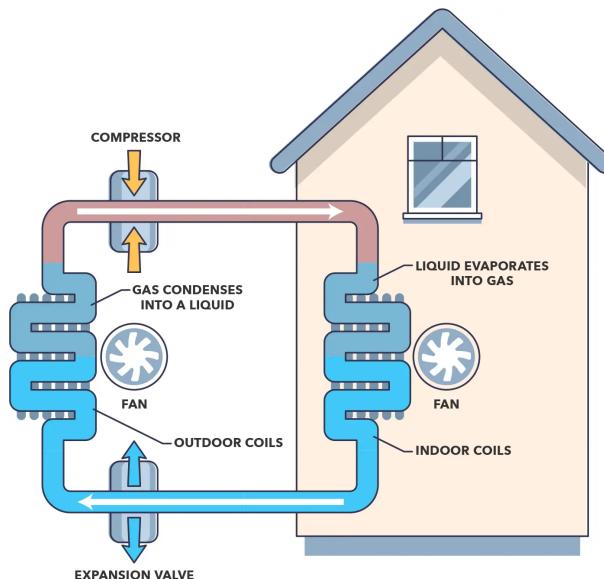


FIGURE 1.1 – Principe de fonctionnement d’un cycle à compression de vapeur appliqué à une pompe à chaleur air-source. Le compresseur assure la montée en pression du fluide, le condenseur rejette la chaleur, la vanne de détente abaisse la pression, et l’évaporateur absorbe la chaleur du milieu froid.

Malgré son efficacité et sa maturité technologique, cette architecture présente deux limitations majeures. Premièrement, elle requiert une alimentation électrique continue et stable, ce qui peut constituer un frein dans des contextes énergétiques contraints. Deuxièmement, elle a historiquement reposé sur des fluides frigorigènes synthétiques à fort potentiel de réchauffement global, dont l’usage est progressivement restreint dans le cadre des accords internationaux de réduction des hydrofluorocarbures.

Dans ce contexte, les cycles thermiquement entraînés — notamment les cycles à absorption et à

éjection — ont progressivement suscité un regain d'intérêt. Ces architectures substituent partiellement ou totalement le travail mécanique par un apport de chaleur externe, permettant ainsi d'exploiter des sources thermiques de basse ou moyenne température telles que la chaleur solaire.

Le présent chapitre a pour objectif de situer scientifiquement la machine frigorifique étudiée dans ce mémoire : une machine à eau (R718) de puissance frigorifique nominale 12 kW, fonctionnant selon un cycle à éjection alimenté par une chaudière solaire. Après avoir replacé historiquement les différentes architectures frigorifiques, nous décrirons l'organisation générale du système, le rôle thermodynamique de chaque composant et le repérage des états du cycle avant d'introduire l'indicateur de performance énergétique.

Cette mise en perspective constitue le socle conceptuel nécessaire à l'analyse détaillée des composants développée dans les chapitres suivants.

1.1 Évolution historique et positionnement scientifique

1.1.1 Domination historique du cycle à compression et limites énergétiques

Depuis le début du XX^e siècle, la réfrigération et la climatisation se sont majoritairement développées autour du cycle à compression de vapeur. Ce choix technologique s'explique par (i) un niveau de maturité industriel élevé, (ii) une large disponibilité de compresseurs couvrant une grande plage de puissances, et (iii) des performances thermodynamiques élevées lorsque les échangeurs et le compresseur opèrent à proximité de leurs conditions nominales (Cengel & Boles, 2015 ; Moran & Shapiro, 2014a). Dans sa forme canonique, le cycle met en jeu quatre transformations : compression (élévation de pression et de température du fluide), condensation (rejet de chaleur vers l'ambiance), détente (abaissement de pression via un organe de laminage) et évaporation (absorption de chaleur dans la source froide).

Cependant, cette efficacité s'accompagne d'une contrainte systémique : la production de froid repose sur une alimentation électrique continue, de qualité suffisante, et dimensionnée pour supporter les appels de puissance du compresseur. Dans de nombreux contextes, notamment en zones intertropicales où la demande en froid croît rapidement, l'électricité est coûteuse, instable ou carbonée. La dépendance au travail mécanique (ou à l'électricité) devient alors un verrou technico-économique, en particulier lorsque l'on vise des solutions robustes et déployables hors réseau.

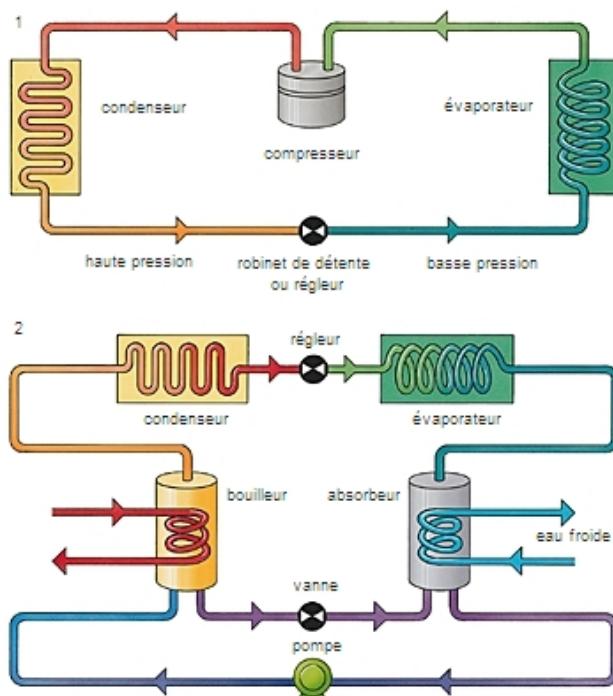


FIGURE 1.2 – Schéma de principe d'un cycle frigorifique : (haut) cycle à compression de vapeur ; (bas) exemple de cycle thermiquement entraîné (absorption). *Cette figure sert uniquement d'illustration qualitative : le présent mémoire se concentre sur le cycle à éjection avec H₂O (R718).*

1.1.2 Émergence des cycles thermiquement entraînés : absorption, adsorption et éjection

Afin de réduire la dépendance à l'électricité « noble », une famille de technologies dites *thermiquement entraînées* s'est structurée : absorption (ex. H₂O/LiBr), adsorption (solide-vapeur) et cycles à éjection. Le principe commun est de substituer une partie (ou la totalité) du travail mécanique de compression par une source de chaleur disponible à basse ou moyenne température : chaleur fatale industrielle, biomasse, ou chaleur solaire thermique (Kalogirou, 2014; Herold, Radermacher, & Klein, 2016). Ces architectures sont particulièrement pertinentes lorsque l'énergie thermique est abondante localement, et que l'objectif prioritaire est la robustesse d'exploitation plutôt que la compacité.

Dans ce paysage, le cycle à éjection présente un intérêt spécifique : l'**éjecteur** est un composant *statique*, sans pièce mobile, dont la fabrication et la maintenance peuvent être plus simples que celles

d'une machine à absorption. Il repose sur un mécanisme de compression par entraînement : un jet primaire (vapeur motrice) de haute énergie cinétique aspire et comprime un flux secondaire (vapeur issue de l'évaporateur) avant rejet vers le condenseur. Les revues et travaux de référence soulignent que la performance dépend fortement des conditions de génération (température/pression motrices), de condensation (température ambiante) et de la conception géométrique interne (tuyère, chambre de mélange, diffuseur) (Chunnanond & Aphornratana, 2004; Elbel & Hrnjak, 2008a; Huang, Chang, Wang, & Petrenko, 1999; Eames, Aphornratana, & Haider, 1995).

1.1.3 Positionnement scientifique du cycle à éjection avec R718 : opportunités et verrous

Le fluide de travail constitue un choix structurant. Dans le contexte de la transition vers des réfrigérants à faible impact environnemental, l'eau (R718) représente un candidat particulièrement attractif : disponibilité, innocuité, absence de potentiel d'appauvrissement de l'ozone et impact climatique direct négligeable. Ce choix s'inscrit dans la logique globale de réduction des fluides synthétiques à fort potentiel de réchauffement global, déjà soulignée dans l'orientation du travail.

Néanmoins, la réfrigération à l'eau impose une contrainte thermodynamique majeure : pour produire du froid autour de 10 °C, l'évaporation se situe à des pressions de saturation de l'ordre du kPa, c'est-à-dire en *vide poussé*. La vapeur d'eau y présente des volumes spécifiques élevés, ce qui augmente la sensibilité aux pertes de charge et peut conduire à des vitesses importantes dans les conduites et au sein de l'éjecteur. Pour établir un premier ordre de grandeur, on rappelle que, lorsque l'approximation gaz parfait est admissible pour la vapeur (zone surchauffée et pressions faibles), la relation fondamentale s'écrit avec la **constante spécifique** de la vapeur d'eau :

$$p v = r T, \quad (1.1)$$

où p est la pression, v le volume spécifique et T la température absolue. Pour la vapeur d'eau, $r = 461.5 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$. L'équation (1.1) met en évidence qu'à pression p faible, le volume spécifique v devient nécessairement élevé, ce qui éclaire (sans encore les modéliser) les exigences de section de passage, de limitation des pertes de charge, et de maîtrise du régime compressible dans l'éjecteur (Anderson, 2016).

Ainsi, le cycle à éjection au R718 se positionne à l'interface de trois verrous scientifiques : (i) **thermodynamique sous vide** (stabilité des pressions, non-condensables), (ii) **écoulements compressibles** (étranglement, ondes de choc, récupération de pression), et (iii) **transferts thermiques diphasiques** dans des échangeurs opérant avec des gradients de température contraints. C'est précisément cette convergence qui justifie l'approche par *modélisation et simulation* : la performance n'est pas gouvernée par un seul composant, mais par un couplage fort entre générateur, éjecteur, condenseur et évaporateur (Sokolov & Hershal, 1990; Chunnanond & Aphornratana, 2004).

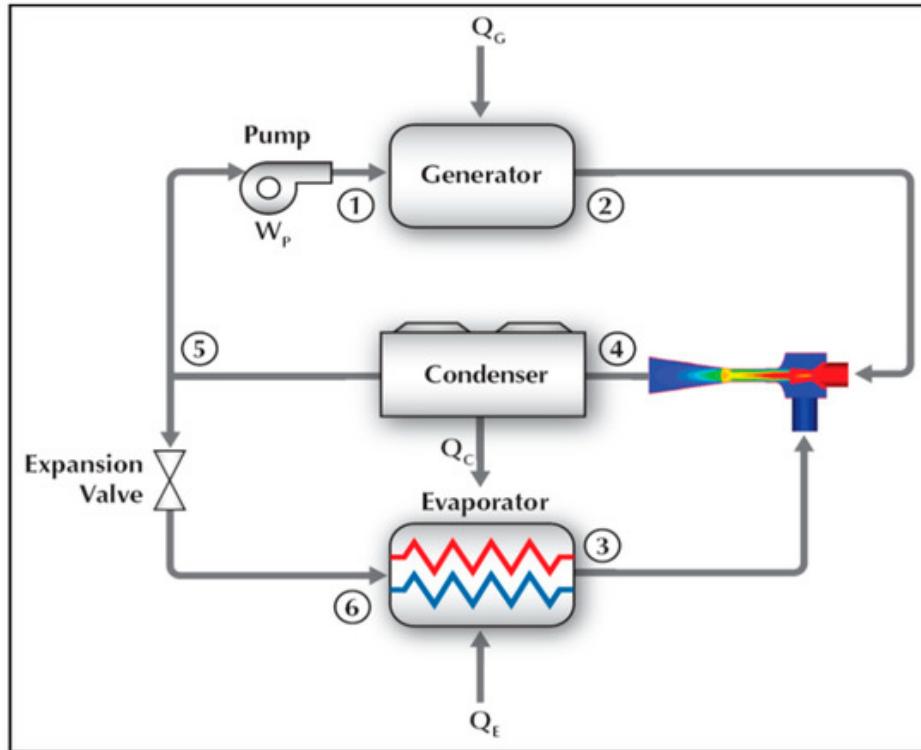


FIGURE 1.3 – Cycle frigorifique à éjecteur : structure tri-therme (générateur–condenseur–évaporateur) et repérage typique des états. Le travail de pompage W_p est faible devant les transferts thermiques Q_g , Q_c et Q_e .

1.1.4 Insertion du solaire thermique : cohérence avec les niveaux de température visés

Le couplage à une chaudière solaire (ou plus généralement à une source thermique) vise à fournir la chaleur de génération Q_g à une température compatible avec des capteurs solaires thermiques à moyenne température. Dans le cadre de ce mémoire, le point de fonctionnement nominal s'articule autour de trois niveaux typiques : évaporation à 10 °C, condensation à 35 °C et génération autour de 100 °C. Cette hiérarchie de températures est cohérente avec la logique tri-therme du cycle à éjection : une source chaude (générateur), une source froide utile (évaporateur) et une source de rejet (condenseur). Elle fixe également le cadre de sensibilité attendu : toute élévation de la température de condensation pénalise la compression par éjecteur et peut conduire à un décrochage du fonctionnement, phénomène largement rapporté dans la littérature des éjecteurs (Huang et al., 1999 ; Eames et al., 1995 ; Chunnanond & Aphornratana, 2004).

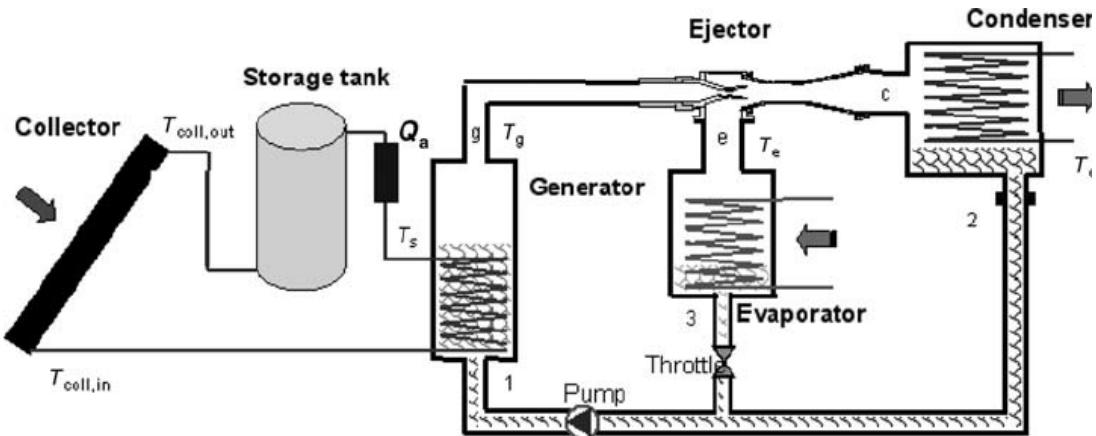


FIGURE 1.4 – Exemple de couplage solaire thermique d'un cycle à éjecteur : la chaleur solaire alimente le générateur, l'éjecteur assure la compression du flux secondaire issu de l'évaporateur, et le condenseur rejette la chaleur vers l'ambiance.

1.1.5 Synthèse de l'état de l'art et place du présent travail

En synthèse, le cycle à compression demeure la référence industrielle en raison de sa performance et de sa compacité, mais sa dépendance à l'électricité motive l'exploration de cycles thermiquement entraînés. Parmi ceux-ci, le cycle à éjection se distingue par sa simplicité mécanique et sa robustesse potentielle, au prix d'une performance sensible aux conditions extérieures et à la conception interne de l'éjecteur (Elbel & Hrnjak, 2008a ; Chunnanond & Aphornratana, 2004). L'emploi de l'eau (R718) renforce l'intérêt environnemental, tout en imposant des défis de fonctionnement sous vide et d'écoulements compressibles. Le présent mémoire s'inscrit dans cette continuité scientifique : développer et valider un simulateur sous Python, fondé sur des bilans thermodynamiques cohérents et des propriétés réalistes (via CoolProp), afin d'analyser et dimensionner une machine à éjection au R718 de puissance frigorifique nominale 12 kW (I. H. Bell, Wronski, Quoilin, & Lemort, 2014 ; I. H. e. a. Bell, 2014).

1.2 Organisation générale de la machine

Cette section présentera l'architecture globale (générateur, éjecteur, condenseur, détendeur, évaporateur, pompe), les flux énergétiques (Q_g , Q_c , Q_e) et le repérage des états.

1.3 Fonctionnement détaillé du cycle

Cette section décrira qualitativement : détente isoenthalpique, évaporation, pompage, génération vapeur motrice, aspiration/compression par éjecteur, condensation.

1.4 Indicateur de performance énergétique

Cette section définira le *COP* à partir des bilans énergétiques du cycle.

1.5 Résumé du chapitre

Résumé des points clés et transition vers l'étude détaillée des composants.

Chapitre 2

Le fluide frigorigène : l'eau (R718)

Le choix du fluide frigorigène constitue l'un des déterminants majeurs des performances thermodynamiques, environnementales et technologiques d'un système frigorifique. Historiquement, les premiers cycles frigorifiques exploitaient des fluides naturels tels que l'ammoniac (NH_3), le dioxyde de carbone (CO_2) ou l'eau, avant que les chlorofluorocarbures (CFC) ne dominent le marché au milieu du XX^e siècle. Toutefois, les impacts environnementaux associés aux CFC puis aux hydrofluorocarbures (HFC) ont conduit à une transition progressive vers des fluides à faible potentiel de réchauffement global (GWP) (Herold et al., 2016).

Dans ce contexte, l'eau — référencée **R718** selon la nomenclature ASHRAE — présente un intérêt renouvelé. Elle possède un GWP nul, un ODP nul, une non-toxicité, une ininflammabilité et une disponibilité universelle. Cependant, son utilisation comme fluide frigorigène impose des contraintes physiques majeures liées à ses propriétés thermodynamiques intrinsèques, notamment une pression de saturation très faible aux températures usuelles de production de froid.

L'analyse approfondie de ces caractéristiques est indispensable pour comprendre les défis liés au fonctionnement sous vide poussé de la machine étudiée.

2.1 Conditions thermodynamiques requises pour un fluide frigorigène

Un fluide frigorigène adapté doit satisfaire plusieurs critères thermodynamiques fondamentaux, parmi lesquels :

- une pression d'évaporation modérée (limitant le vide poussé) ;
- une chaleur latente élevée ;
- un faible volume spécifique en phase vapeur (limitant les débits volumiques) ;
- une température critique suffisamment élevée (élargissant le domaine opératoire).

D'un point de vue énergétique, l'effet frigorifique spécifique associé à un changement de phase à l'évaporateur peut s'exprimer, en première approximation, par :

$$q_{\text{evap}} = h_v - h_l, \quad (2.1)$$

où h_v est l'enthalpie de la vapeur saturée et h_l celle du liquide saturé. Plus la différence ($h_v - h_l$) est grande, plus la puissance frigorifique spécifique est élevée pour un débit massique donné.

L'eau présente une chaleur latente de vaporisation particulièrement élevée (de l'ordre de $\approx 2400 \text{ kJ kg}^{-1}$ à 10°C), ce qui constitue un avantage énergétique majeur (Moran & Shapiro, 2014b). La contrepartie se manifeste néanmoins par la relation pression–température, particulièrement défavorable au voisinage de 10°C .

2.2 Relation pression–température et fonctionnement sous vide

La pression de saturation d'un fluide pur est régie par l'équation de Clausius–Clapeyron :

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{T(v_v - v_l)}, \quad (2.2)$$

où L est la chaleur latente de changement de phase, et v_v et v_l sont respectivement les volumes spécifiques de la vapeur et du liquide.

Pour l'eau à 10°C , la pression de saturation est typiquement :

$$P_{\text{sat}}(10^\circ\text{C}) \approx 1.23 \text{ kPa}. \quad (2.3)$$

Ce niveau de pression est environ 800 fois inférieur à la pression atmosphérique standard, ce qui implique :

- un fonctionnement sous vide profond ;
- un volume spécifique vapeur très élevé ;
- des vitesses d'écoulement c potentiellement élevées dans les conduites et l'éjecteur ;
- une sensibilité accrue aux pertes de charge et aux infiltrations d'air.

Ainsi, la principale difficulté associée au R718 en réfrigération n'est pas la capacité frigorifique intrinsèque, mais les contraintes mécaniques, hydrauliques et d'étanchéité qu'impose le vide poussé.

2.3 Analyse du volume spécifique vapeur

En première approche, le volume spécifique vapeur peut être estimé par le modèle du gaz parfait :

$$v \approx \frac{RT}{P}, \quad (2.4)$$

où R est la constante spécifique du gaz et T la température absolue. Pour la vapeur d'eau, $R \approx 461 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

À $T \approx 283 \text{ K}$ et $P \approx 1.23 \times 10^3 \text{ Pa}$, on obtient :

$$v \approx \frac{461 \times 283}{1230} \approx 106 \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}. \quad (2.5)$$

Cet ordre de grandeur met en évidence un débit volumique important pour des débits massiques pourtant modérés. Les conséquences directes incluent :

- un dimensionnement critique des sections d'écoulement ;

- un accroissement du risque de pertes de charge (et donc de dégradation des performances) ;
- un comportement fortement non linéaire de l'éjecteur vis-à-vis des variations de pression secondaire.

Des travaux de référence montrent en particulier que la performance d'un éjecteur devient très sensible aux variations de conditions lorsqu'on opère avec de grands volumes spécifiques vapeur (Huang et al., 1999).

2.4 Avantages thermodynamiques du R718

Malgré les contraintes associées au vide poussé, l'eau présente plusieurs avantages thermodynamiques et environnementaux :

1. **Chaleur latente élevée** : elle permet de réduire le débit massique nécessaire pour une puissance frigorifique donnée.
2. **Température critique élevée** : $T_c \approx 374^\circ\text{C}$, autorisant un large domaine d'exploitation thermique.
3. **Capacité calorifique liquide élevée** : favorisant une stabilité thermique des phases liquides.
4. **Compatibilité environnementale** : GWP = 0 et ODP = 0.

Selon Chunnanond et Aphornratana ((2004)), les cycles à éjection vapeur utilisant l'eau sont particulièrement adaptés aux applications de froid solaire, notamment en raison de la compatibilité entre chaleur disponible à moyenne température et génération de vapeur motrice.

2.5 Contraintes spécifiques du fonctionnement sous vide

Le fonctionnement sous vide impose plusieurs exigences de conception et d'exploitation :

- étanchéité renforcée de l'ensemble des composants ;
- gestion des infiltrations d'air et des gaz non condensables ;
- sélection de matériaux compatibles avec le vide et les gradients thermiques ;
- surveillance du risque de cavitation et des conditions d'aspiration de la pompe (NPSH).

À très basse pression, les problèmes de désamorçage, d'instabilité hydraulique et de cavitation peuvent compromettre la continuité de fonctionnement. Ces contraintes justifient une modélisation rigoureuse des pertes de charge et des bilans énergétiques, ainsi qu'un dimensionnement attentif des conduites et des échangeurs.

2.6 Comparaison avec un fluide HFC : analyse critique

Le tableau 2.1 présente une comparaison qualitative entre l'eau (R718) et un HFC courant (R134a), à titre illustratif.

TABLE 2.1 – Comparaison qualitative entre l'eau (R718) et le R134a.

Propriété	Eau (R718)	R134a
GWP	0	≈ 1430
Pression de saturation à 10°C	$\approx 1.23 \text{ kPa}$	$\approx 300 \text{ kPa}$
Chaleur latente	Très élevée	Moyenne
Volume spécifique vapeur	Très élevé	Faible

Il apparaît que le principal handicap du R718 est principalement **mécanique et hydraulique** (vide poussé et forts débits volumiques) plutôt qu'énergétique. Ainsi, son adoption dépend davantage de la conception du système (étanchéité, dimensionnement, pertes de charge) que de ses performances thermiques intrinsèques.

2.7 Résumé du chapitre

L'eau (R718) constitue un fluide frigorigène écologiquement irréprochable et thermodynamiquement performant en termes d'effet frigorifique spécifique. Cependant, son utilisation à 10°C impose un fonctionnement sous vide profond, entraînant des volumes spécifiques élevés et une forte sensibilité aux pertes de charge.

Ces particularités rendent indispensable :

- une modélisation fine de l'éjecteur ;
- une attention particulière au dimensionnement hydraulique ;
- une analyse détaillée des phénomènes d'évaporation et de condensation.

La section suivante abordera le cœur dynamique du système : l'éjecteur de fluide, dont le comportement conditionne directement la stabilité et le *COP* de la machine.

Chapitre 3

L'éjecteur de fluide

Dans une machine frigorifique à éjecteur, l'éjecteur remplace la compression mécanique par une recompression aérodynamique fondée sur la conversion d'énergie de pression en énergie cinétique, suivie d'une récupération partielle de pression statique dans un diffuseur. Dépourvu de pièces mobiles, ce dispositif présente des avantages importants en termes de robustesse, simplicité et coût de maintenance. En contrepartie, sa plage de fonctionnement est généralement étroite et sa performance est fortement sensible au couple de pressions (P_{gen} , P_{cond}), ainsi qu'aux pertes de charge côté aspiration (Chunnanond & Aphornratana, 2004 ; Huang et al., 1999).

Dans le cas du fluide frigorigène R718, la difficulté est renforcée par le fonctionnement sous vide profond côté évaporateur, impliquant de très grands volumes spécifiques vapeur. Les vitesses d'écoulement c peuvent alors devenir suffisamment élevées pour conduire localement à des régimes compressibles, voire supersoniques, avec possibilité de formation d'ondes de choc dans la section de mélange ou le diffuseur (Moran & Shapiro, 2014b ; Anderson, 2016). Une revue technologique et théorique solide constitue donc un préalable indispensable à la modélisation retenue dans ce mémoire.

3.1 Technologie et typologie des éjecteurs

3.1.1 Architecture constructive

Un éjecteur de vapeur simple effet utilisé en réfrigération comporte classiquement :

- une **tuyère primaire** (souvent convergente-divergente de type Laval) alimentée par la vapeur motrice issue du générateur ;
- une **chambre d'aspiration** connectée à l'évaporateur ;
- une **section de mélange**, fréquemment assimilée à une section à aire constante (*constant-area mixing section*) ;
- un **diffuseur** (souvent divergent) assurant la récupération de pression statique ;
- éventuellement une **géométrie variable** (aiguille, col réglable) permettant d'adapter la section critique et d'élargir la plage de fonctionnement (Chunnanond & Aphornratana, 2004).

Les paramètres géométriques structurants incluent le diamètre au col d_t , le rapport d'expansion de la tuyère, le diamètre de mélange d_m , la longueur de mélange L_m , ainsi que l'angle et la longueur du diffuseur. La littérature montre notamment que le ratio L_m/d_m et la position relative de la sortie de tuyère (nozzle exit position) influencent fortement le rapport d'entraînement μ et la pression critique de refoulement (Huang et al., 1999 ; Eames et al., 1995).

3.1.2 Typologie fonctionnelle

Les éjecteurs peuvent être classés selon :

- la géométrie : éjecteur à géométrie fixe vs. géométrie variable ;
- le schéma de mélange : mélange à pression constante (*constant-pressure mixing*) vs. mélange à aire constante (*constant-area mixing*) ;
- le régime : régime critique (double étranglement) vs. régime subcritique (dépendant de P_{cond}) (Chunnanond & Aphornratana, 2004).

Pour une approche de modélisation système, la formulation « aire constante » est souvent retenue, car elle conduit à une structure 1D robuste et comparable aux formulations de référence (Huang et al., 1999).

3.1.3 Contraintes technologiques spécifiques au R718

Avec l'eau, les contraintes suivantes dominent :

- côté aspiration, P_{evap} est typiquement de l'ordre du kPa à 10°C, imposant une excellente étanchéité et une gestion des non-condensables ;
- les pertes de charge doivent être minimisées, car elles dégradent directement le rapport de pression disponible pour l'éjecteur ;
- la conception doit tenir compte des effets de corrosion, de dégazage et de purge des gaz résiduels (Sokolov & Hershgal, 1990).

3.2 Rôle systémique et repérage des états du cycle

Dans la convention adoptée dans ce mémoire, l'éjecteur est localisé entre la sortie évaporateur et l'entrée condenseur, et ses états internes sont explicitement distingués :

- 3 → 4 : aspiration et mélange (chambre de mélange),
- 4 → 5 : recompression (diffuseur),
- 8 → 4 : tuyère primaire (expansion du fluide motrice).

L'éjecteur assure la fonction : aspirer la vapeur secondaire à P_{evap} , l'entraîner, puis recomprimer le mélange jusqu'à un niveau de pression compatible avec le condenseur.

Le paramètre de performance le plus utilisé est le **rapport d'entraînement** :

$$\mu = \frac{\dot{m}_{\text{sec}}}{\dot{m}_{\text{pri}}} \quad (3.1)$$

À l'échelle de la machine (simple effet), et en négligeant le travail de pompe devant la puissance thermique, une écriture compacte du *COP* énergétique est :

$$COP \simeq \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{gen}}} = \frac{\dot{m}_{\text{sec}}(h_3 - h_2)}{\dot{m}_{\text{pri}}(h_8 - h_7)} = \mu \frac{(h_3 - h_2)}{(h_8 - h_7)} \quad (3.2)$$

Cette relation met en évidence que, toutes choses égales par ailleurs, l'augmentation de μ améliore le COP . Toutefois, μ est fortement affecté par P_{cond} et par l'existence d'une pression critique au-delà de laquelle l'éjecteur décroche (Eames et al., 1995 ; Huang et al., 1999).

3.3 Écoulement compressible dans la tuyère primaire

3.3.1 Hypothèses de base

On considère un écoulement quasi-1D, stationnaire, adiabatique, sans travail de paroi. La tuyère convertit une partie de l'enthalpie en énergie cinétique, conduisant à des vitesses c élevées. En formulation d'énergie totale :

$$h + \frac{c^2}{2} = h_0 = \text{constante} \quad (\text{adiabatique, stationnaire}). \quad (3.3)$$

3.3.2 Étranglement au col (*choking*)

Lorsque le rapport de pression amont/aval dépasse une valeur critique, l'écoulement atteint la condition sonique au col ($M = 1$) et le débit devient pratiquement indépendant de la pression aval : c'est l'étranglement. Pour un gaz parfait, la relation aire-Mach s'écrit (Anderson, 2016) :

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\frac{2}{\gamma + 1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}. \quad (3.4)$$

Dans le cas du R718, γ n'est ni constant ni parfaitement adapté au gaz parfait sous vide et proche de la saturation. En pratique, la stratégie retenue consiste à conserver la structure quasi-1D mais à **fermer le modèle par des propriétés réelles** (enthalpie/entropie/densité) calculées avec CoolProp (I. H. Bell et al., 2014).

3.3.3 Rendement isentropique de tuyère

Pour représenter les pertes (viscosité, non-uniformités, chocs faibles), on introduit un rendement isentropique de tuyère :

$$\eta_{\text{tuy}} = \frac{h_8 - h_{4s}}{h_8 - h_4}, \quad (3.5)$$

où $4s$ est l'état « isentropique » à la pression de sortie réelle P_4 . Conformément à la littérature 1D, des valeurs typiques de 0.8 à 0.9 sont couramment adoptées (Huang et al., 1999 ; Chunnanond & Aphornratana, 2004). Dans la simulation, on retient une valeur nominale $\eta_{\text{tuy}} = 0.85$.

3.4 Modélisation du mélange

3.4.1 Conservation de la masse

Dans la chambre de mélange (état $3 \rightarrow 4$), la conservation de la masse impose :

$$\dot{m}_{\text{pri}} + \dot{m}_{\text{sec}} = \dot{m}_{\text{mix}}. \quad (3.6)$$

3.4.2 Conservation de la quantité de mouvement

Sur un volume de contrôle 1D englobant la section de mélange (aire constante), la forme intégrale stationnaire peut être écrite, en regroupant les efforts dissipatifs (couche limite, turbulence) sous une forme équivalente :

$$\dot{m}_{\text{pri}} c_{4,\text{pri}} + \dot{m}_{\text{sec}} c_3 = \dot{m}_{\text{mix}} c_4 + \Delta F_{\text{pertes}}. \quad (3.7)$$

Dans les modèles 1D, ΔF_{pertes} est souvent représenté par un coefficient semi-empirique de mélange/dispersion, dont l'ajustement se fait par calibration ou analyse de sensibilité (Huang et al., 1999 ; Chunnanond & Aphornratana, 2004).

3.4.3 Bilan d'énergie (mélange adiabatique)

Sous hypothèse adiabatique, le bilan d'énergie (en enthalpie) conduit à :

$$\dot{m}_{\text{pri}} h_{4,\text{pri}} + \dot{m}_{\text{sec}} h_3 = \dot{m}_{\text{mix}} h_4. \quad (3.8)$$

Cette relation donne l'enthalpie moyenne du mélange. La détermination cohérente des vitesses c mobilise également la conservation de l'énergie totale (Eq. 3.3) dans chaque sous-domaine.

3.5 Ondes de choc et relation de Hugoniot

3.5.1 Origine physique du choc

Lorsque la tuyère primaire produit un jet supersonique et que la récupération de pression imposée par le diffuseur devient trop importante, l'écoulement peut subir un choc normal (ou un train de chocs). Celui-ci ramène le Mach à une valeur subsonique, au prix d'une augmentation d'entropie et d'une perte de pression totale. Les conséquences principales sont :

- limitation du rapport de pression atteignable ;
- apparition d'une pression critique au condenseur ;
- chute de μ et dégradation du COP (Anderson, 2016; Eames et al., 1995).

3.5.2 Équations de Rankine–Hugoniot (forme générale)

Pour éviter toute confusion avec les états du cycle numérotés 1 à 8, on note ici les grandeurs amont/aval du choc par les indices am (amont) et av (aval). Pour un choc normal stationnaire, les lois de conservation donnent :

Conservation de la masse

$$\rho_{\text{am}} c_{\text{am}} = \rho_{\text{av}} c_{\text{av}}. \quad (3.9)$$

Conservation de la quantité de mouvement

$$P_{\text{am}} + \rho_{\text{am}} c_{\text{am}}^2 = P_{\text{av}} + \rho_{\text{av}} c_{\text{av}}^2. \quad (3.10)$$

Conservation de l'énergie

$$h_{\text{am}} + \frac{c_{\text{am}}^2}{2} = h_{\text{av}} + \frac{c_{\text{av}}^2}{2}. \quad (3.11)$$

La relation de Hugoniot peut alors être mise sous la forme (Anderson, 2016) :

$$h_{\text{av}} - h_{\text{am}} = \frac{1}{2} (P_{\text{av}} - P_{\text{am}}) (v_{\text{am}} + v_{\text{av}}), \quad (3.12)$$

avec $v = 1/\rho$. Cette relation met en évidence que le choc est adiabatique mais non isentropique ($s_{\text{av}} > s_{\text{am}}$), donc intrinsèquement dissipatif.

3.5.3 Relations Mach (gaz parfait) et adaptation au R718 réel

Pour un gaz parfait, les relations classiques donnent (Anderson, 2016) :

$$\frac{P_{\text{av}}}{P_{\text{am}}} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_{\text{am}}^2 - 1), \quad M_{\text{av}}^2 = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{\text{am}}^2}{\gamma M_{\text{am}}^2 - \frac{\gamma-1}{2}}. \quad (3.13)$$

Dans un modèle réaliste du R718 sous vide, l'hypothèse $\gamma = \text{constante}$ est discutable. La stratégie robuste retenue dans ce mémoire consiste à :

- conserver la structure de saut (Eqs. 3.9–3.11) ;
- fermer le problème avec les **propriétés réelles** via CoolProp ($h(P, T)$, $s(P, T)$, $\rho(P, T)$, etc.) (I. H. Bell et al., 2014).

3.6 Régime critique, double étranglement et pression critique

3.6.1 Étranglement primaire

La tuyère primaire atteint typiquement $M = 1$ au col en régime étranglé, ce qui stabilise partiellement \dot{m}_{pri} vis-à-vis de la pression aval. On peut alors écrire :

$$\dot{m}_{\text{pri}} = f(P_{\text{gen}}, T_{\text{gen}}, A_t). \quad (3.14)$$

3.6.2 Étranglement secondaire et régime critique

Dans certains régimes, la vapeur secondaire peut également atteindre une condition sonique au voisinage de l'entrée de la zone de mélange. Le double étranglement correspond au régime critique : μ tend vers une valeur maximale et l'écoulement devient moins sensible à P_{cond} .

3.6.3 Pression critique de condensation

La pression critique $P_{\text{cond,crit}}$ est la pression maximale au condenseur pour laquelle le régime critique persiste. Au-delà, le choc se déplace en amont, l'étranglement secondaire disparaît et μ chute fortement, ce qui explique le décrochage observé expérimentalement (Eames et al., 1995).

3.7 Modèle mathématique 1D hybride retenu pour la simulation

3.7.1 Structure du modèle

Le modèle retenu se compose de trois sous-modèles :

1. **Tuyère primaire** ($8 \rightarrow 4$) : expansion quasi-1D + rendement η_{tuy} .
2. **Mélangé** ($3 \rightarrow 4$) : section à aire constante, bilans masse–moment–énergie, avec correction semi-empirique.
3. **Diffusion** ($4 \rightarrow 5$) : récupération de pression + possibilité de choc normal + rendement diffuseur η_{diff} .

3.7.2 Fermeture par rendements et paramètres semi-empiriques

Les modèles 1D ne résolvent ni turbulence ni non-uniformités. Des coefficients de performance sont donc nécessaires (Chunnanond & Aphornratana, 2004 ; Huang et al., 1999). Dans ce travail, les valeurs nominales adoptées sont :

$$\eta_{\text{tuy}} = 0.85, \quad \eta_{\text{diff}} = 0.75. \quad (3.15)$$

3.7.3 Propriétés réelles via CoolProp

Toutes les propriétés thermodynamiques (par exemple h , s , ρ) sont calculées par CoolProp afin :

- de respecter la thermodynamique réelle de l'eau sous vide ;
- d'éviter les incohérences d'un modèle gaz parfait ;
- de garantir la cohérence sur diagrammes $P-h$ et $T-s$ (I. H. Bell et al., 2014).

3.8 Comparaison critique des principaux modèles 1D d'éjecteurs

TABLE 3.1 – Comparaison synthétique de modèles 1D d'éjecteurs issus de la littérature.

Auteur		Hypothèse mélange	Choc	Fluide réel	Points forts	Limites
Eames et al. (1995)		Pression constante	Oui	Non	Validation expérimentale	Hypothèse gaz parfait et simplifications
Huang et al. (1999)		Aire constante	Oui	Non	Structure analytique robuste	Calibration nécessaire
Chunnanond & Aphornratana (2004)		Variable	Oui	Partielle	Synthèse complète	Approche souvent semi-empirique
Approche présente	pré-corrections	Aire constante + corrections	Oui (Hugoniot)	Oui (CoolProp)	Cohérence thermodynamique sous vide	Complexité numérique, besoin de diagnostics

Résumé du chapitre

Ce chapitre a établi une base technologique et théorique complète pour l'éjecteur, composant central de la machine frigorifique au R718. La revue a montré que son fonctionnement combine : (i) une détente accélératrice dans la tuyère primaire susceptible d'atteindre le régime supersonique, (ii) un mélange adiabatique fortement dissipatif et (iii) une recompression dans le diffuseur, potentiellement gouvernée par la formation d'ondes de choc.

Sur le plan de la modélisation, les équations de conservation en régime quasi-1D (masse, quantité de mouvement, énergie) constituent le socle, tandis que la relation de Hugoniot formalise la discontinuité associée au choc normal et explicite l'irréversibilité (augmentation d'entropie). Le chapitre a également discuté le régime critique et la notion de pression critique de condensation, qui expliquent le décrochage et la chute de performance observés dans la littérature.

Enfin, un modèle 1D hybride a été retenu : tuyère (avec rendement η_{tuy}), mélange à aire constante (avec correction semi-empirique) et diffuseur (avec η_{diff} et choc éventuel), le tout fermé par des propriétés thermodynamiques réelles calculées via CoolProp. Ce modèle constitue la base de l'implémentation numérique et du couplage système développés dans la Partie II.

Chapitre 4

Le détendeur

Dans un cycle frigorifique, le détendeur (ou organe de laminage) est classiquement présenté comme un composant passif assurant une chute de pression entre le niveau de condensation et le niveau d'évaporation, sans production de travail utile. Cette représentation est correcte d'un point de vue énergétique global, mais elle devient *insuffisante* dès lors que l'on s'intéresse à la dynamique du cycle, à la stabilité hydraulique et aux régimes diphasiques. Dans le cas spécifique d'une machine à eau (R718) opérant sous *vide profond* côté évaporateur (pression typiquement de l'ordre du kPa à $T_{\text{evap}} \approx 10^\circ\text{C}$), le détendeur cesse d'être un simple « abaisseur de pression » : il conditionne la qualité diphasique en entrée d'évaporateur, influence la capacité d'aspiration de l'éjecteur, et peut devenir une source d'instabilités (oscillations de débit/pression, flash-boiling, cavitation, étranglement diphasique) (Moran & Shapiro, 2014b ; Collier & Thome, 1994 ; Whalley, 1987).

Sur le plan thermodynamique, le détendeur impose la transformation *isoenthalpique* reliant le liquide haute pression (sortie condenseur) au mélange diphasique basse pression (entrée évaporateur). Or, pour le R718, la chute de pression est très élevée en ratio (par exemple $P_{\text{cond}} \sim 5.6 \text{ kPa}$ vers $P_{\text{evap}} \sim 1.2 \text{ kPa}$), et la température de saturation varie fortement, favorisant un flash de vaporisation immédiat. Cette vaporisation instantanée accroît l'entropie, modifie brutalement la densité, et peut induire des vitesses locales élevées dans l'orifice (donc un risque d'étranglement) (Thome, 2004 ; Whalley, 1987).

Cette section propose ainsi un **état de l'art approfondi** (typologies, phénomènes, modélisation) puis une **formalisation mathématique** cohérente avec l'objectif du mémoire : un modèle 1D robuste, intégrable au simulateur Python (propriétés réelles via CoolProp), et compatible avec les diagrammes P - h et T - s .

4.1 Rôle systémique et interaction avec le cycle à éjecteur

Dans la convention de numérotation adoptée, le détendeur réalise la transformation (1 → 2) et sert d'interface entre :

- le **niveau de condensation** (liquide saturé ou légèrement sous-refroidi en 1) ;
- le **niveau d'évaporation** (mélange diphasique en 2).

Ses fonctions systémiques sont donc :

1. **Imposer** P_{evap} (ou plus exactement, créer une perte de charge contrôlée qui fixe la pression amont/aval selon la boucle hydraulique).
2. **Créer un état diphasique** compatible avec l'évaporateur (2 → 3), caractérisé par un titre x_2 déterminant pour le transfert thermique.
3. **Conditionner le débit secondaire** aspiré par l'éjecteur, puisque le débit évaporateur et l'état vapeur en 3 gouvernent la capacité d' entraînement μ et la stabilité du mélange (3 → 4) (Chunnanond & Aphornratana, 2004; Huang et al., 1999).

Dans un cycle à éjecteur, l'équilibre global résulte d'un couplage non linéaire :

$$\text{détendeur} \Rightarrow (P_2, x_2, \dot{m}_{\text{sec}}) \Rightarrow \text{évaporateur} \Rightarrow \text{éjecteur} \Rightarrow P_{\text{cond}} \Rightarrow \text{détendeur}.$$

Ainsi, une variation de perte de charge au détendeur peut déplacer le point de fonctionnement du cycle (et potentiellement provoquer un décrochage de l'éjecteur si la récupération de pression devient insuffisante).

4.2 Typologie technologique des détendeurs et choix pertinent pour le R718

4.2.1 Grandes familles d'organes de détente

La littérature distingue plusieurs familles principales (ASHRAE, 2018; Thome, 2004) :

- **Orifice fixe** (plaqué à trou, buse, gicleur) : simplicité, robustesse, mais régulation limitée.
- **Tube capillaire** : perte de charge distribuée, sensible aux conditions, historiquement utilisé en petites puissances.
- **Détendeur thermostatique (TXV)** : régulation du surchauffe via bulbe, large plage mais mécanique plus complexe.
- **Détendeur électronique (EEV)** : commande fine, adapté aux systèmes variables, nécessite instrumentation et contrôle.

4.2.2 Contraintes spécifiques du R718 (vide, non-condensables, volumes spécifiques)

Pour l'eau comme fluide frigorigène, plusieurs contraintes orientent le choix technologique :

1. **Faibles pressions absolues côté évaporateur** : l'infiltration d'air et la présence de non-condensables peuvent dégrader la performance et perturber la détente (Sokolov & Hershgal, 1990).
2. **Flash-boiling intense** après l'orifice : le mélange peut présenter un fort gradient de densité et de fraction volumique vapeur, rendant la dynamique instable.
3. **Sensibilité aux pertes de charge** : toute perte additionnelle sur la ligne basse pression pénalise l'aspiration et le rapport de pression de l'éjecteur.

Dans un prototype de machine solaire à éjecteur, un **orifice fixe** ou une **géométrie simple** est souvent retenu pour assurer robustesse et facilité de modélisation, quitte à effectuer un dimensionnement/ajustement ultérieur (c'est l'approche suivie dans l'outil développé ici).

4.3 Fondements thermodynamiques du laminage

4.3.1 Démonstration de l'isoenthalpie à partir du premier principe (écoulement stationnaire)

Considérons un volume de contrôle englobant le détendeur. L'équation d'énergie pour un écoulement stationnaire (en négligeant la variation d'énergie potentielle) s'écrit :

$$\dot{Q} - \dot{W} + \dot{m} \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) = \dot{m} \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right). \quad (4.1)$$

Dans un détendeur idéal :

- $\dot{Q} \approx 0$ (adiabatique),
- $\dot{W} = 0$ (aucun travail d'arbre),
- les variations de vitesse restent souvent secondaires au regard des variations thermodynamiques macroscopiques (on les discute toutefois à la Section 4.5).

On obtient alors l'approximation classique :

$$h_1 \approx h_2. \quad (4.2)$$

4.3.2 Irréversibilité et entropie

Le laminage est fortement irréversible : la pression chute sans production de travail utile, ce qui correspond à une dissipation interne. Thermodynamiquement, cela se traduit par :

$$s_2 > s_1. \quad (4.3)$$

Sur un diagramme $T-s$, la transformation (1 → 2) apparaît donc comme une évolution vers des entropies plus élevées, en cohérence avec la production d'entropie (perte d'énergie disponible) (Moran & Shapiro, 2014b).

4.4 Formation du mélange diphasique en sortie

4.4.1 Expression du titre vapeur en sortie (équilibre thermodynamique)

Si l'état aval est diphasique à la pression $P_2 = P_{\text{evap}}$, on peut relier le titre x_2 à l'enthalpie isoenthalpique :

$$x_2 = \frac{h_2 - h_\ell(P_2)}{h_v(P_2) - h_\ell(P_2)}, \quad \text{avec } h_2 = h_1. \quad (4.4)$$

où $h_\ell(P_2)$ et $h_v(P_2)$ sont respectivement les enthalpies saturées liquide et vapeur à P_2 .

Cette relation est essentielle car x_2 conditionne :

- la part de chaleur latente à fournir dans l'évaporateur (2 → 3),
- l'hydrodynamique (fraction volumique vapeur, densité moyenne),
- la stabilité (sensibilité aux pertes et aux fluctuations de pression).

4.4.2 Équilibre vs non-équilibre : limites du modèle « homogène »

Dans un détendeur réel, la détente est rapide et peut conduire à des états transitoires de non-équilibre (retard de nucléation, surchauffe métastable, vaporisation localisée), particulièrement lors de *flash-boiling*. L'état d'équilibre (utilisé dans l'équation 4.4) demeure néanmoins une approximation de référence pour un modèle système 1D, à condition de reconnaître ses limites (Collier & Thome, 1994; Whalley, 1987). Dans l'outil de simulation, cette approximation est retenue pour garantir :

- une cohérence thermodynamique robuste,
- une stabilité numérique,
- une intégration simple au couplage global.

4.5 Hydraulique du détendeur

4.5.1 Approche orifice : débit monophasique (référence)

Pour un orifice court et un écoulement liquide (amont), l'expression de base issue de Bernoulli avec coefficient de décharge C_d est :

$$\dot{m} = C_d A \sqrt{2 \rho_1 (P_1 - P_2)}, \quad (4.5)$$

où A est la section de passage et ρ_1 la masse volumique amont.

Cette expression est utile comme *repère*, mais elle devient insuffisante lorsque la détente génère un mélange diphasique et/ou lorsque l'écoulement devient critique (Whalley, 1987).

4.5.2 Cavitation et nombre de cavitation

La cavitation correspond à l'apparition de bulles lorsque la pression locale chute sous la pression de saturation. Un critère classique (défini pour les écoulements internes) s'exprime via le nombre de cavitation :

$$\sigma = \frac{P_{\text{am}} - P_{\text{sat}}}{\frac{1}{2} \rho c^2}. \quad (4.6)$$

Dans un système au R718 sous vide, P_{sat} est faible et la marge de pression disponible est réduite : σ peut devenir très faible, ce qui augmente la probabilité d'instabilités hydrodynamiques (oscillations de débit, bruit, fluctuations de pression). D'un point de vue système, ces instabilités peuvent perturber l'évaporateur et le fonctionnement de l'éjecteur (Collier & Thome, 1994).

4.5.3 Écoulement critique en détente diphasique : notion et implications

Lorsque le gradient de pression est important, un écoulement diphasique peut atteindre une condition *critique* : l'augmentation de la baisse de pression aval n'augmente plus le débit massique. Cette notion (bien connue en sécurité des dépressurisations et en détente de fluides) est particulièrement importante pour les détentes avec flash-boiling (Whalley, 1987).

Les modèles de débit critique diphasique sont nombreux. Deux approches dominantes en modélisation système :

- **HEM** (Homogeneous Equilibrium Model) : phases en équilibre, même vitesse (*slip* nul), propriétés mélangées ; robuste et simple.
- **Modèles à glissement** (non-homogènes) : vitesse vapeur \neq vitesse liquide ; plus réalistes, mais nécessitent corrélations supplémentaires.

Dans un mémoire orienté « simulation système 1D », le HEM est souvent privilégié comme premier niveau de modélisation car il garantit la cohérence thermodynamique et reste numériquement stable (Whalley, 1987).

4.6 Instabilités dynamiques et couplage avec les composants aval/amont

Même si le bilan énergétique du détendeur est simple ($h_1 \simeq h_2$), son comportement dynamique peut être non linéaire. Les mécanismes typiques incluent :

- **oscillations de pression** liées à la compressibilité apparente du mélange diphasique ;
- **instabilités de type relaxation** (nucleation retardée puis flash brusque) ;
- **couplage avec pertes de charge aval** : une variation de ΔP sur la ligne d'évaporation modifie le débit et la qualité, ce qui modifie à son tour la charge thermique et la pression d'évaporation.

Dans une machine à éjecteur, ces instabilités peuvent se propager vers l'éjecteur via l'état 3 (vapeur secondaire), et déplacer le point de fonctionnement global (μ , pression de mélange, récupération). C'est pourquoi, même si la modélisation retenue est « simple », le détendeur doit être traité comme un organe critique de stabilité.

4.7 Modèle mathématique retenu pour la simulation (niveau mémoire)

Conformément au positionnement du mémoire (modélisation 1D + option semi-empirique), le détendeur est modélisé par :

1. **Transformation isoenthalpique** : équation 4.2.
2. **Calcul de l'état aval** à (P_2, h_2) via propriétés réelles (CoolProp).
3. **Option débit « orifice »** (si activée) de type équation 4.5, avec C_d et A paramétrables.
4. **Diagnostics** (cohérence physique) : $\Delta P > 0$, détection vide profond, indicateur sortie diphasique, etc.

Ce choix constitue un compromis : suffisamment physique pour garantir une cohérence thermodynamique et permettre l'intégration au couplage global, tout en restant compatible avec l'objectif principal du projet (développement d'un outil de simulation modulaire et testable).

4.8 Résumé du chapitre

Ce chapitre a établi que, dans une machine frigorifique à éjecteur fonctionnant au R718, le détendeur ne se réduit pas à une simple chute de pression. Il impose la transformation isoenthalpique ($1 \rightarrow 2$), détermine la qualité diphasique x_2 , et influence la stabilité du couple évaporateur–éjecteur. L'état de l'art met en évidence l'importance du flash-boiling, des régimes critiques diphasiques et du risque d'instabilités sous vide profond. Pour la simulation système 1D, un modèle isoenthalpique cohérent thermodynamiquement, enrichi d'une option de débit de type orifice et de diagnostics, est retenu afin d'assurer robustesse numérique et intégration au couplage global.

Chapitre 5

Le condenseur

Le condenseur constitue l'organe de fermeture thermique du cycle frigorifique à éjecteur. Il assure la transformation du fluide en sortie d'éjecteur (état 5) vers un liquide saturé (état 6), en rejetant vers l'environnement la puissance thermique totale du cycle. À l'échelle du système, on a classiquement :

$$\dot{Q}_{\text{cond}} \simeq \dot{Q}_{\text{gen}} + \dot{Q}_{\text{evap}} + \dot{W}_{\text{pump}}, \quad (5.1)$$

où \dot{W}_{pump} est généralement négligeable devant les puissances thermiques, ce qui est cohérent avec les résultats de simulation obtenus.

Dans une machine à éjecteur, P_{cond} et T_{cond} ne sont pas seulement des sorties thermiques : ils gouvernent directement la recompression aérodynamique de l'éjecteur. Une hausse de P_{cond} peut déplacer la zone de choc, réduire μ , voire provoquer un décrochage lorsque la pression critique est dépassée (Huang et al., 1999; Chunnanond & Aphornratana, 2004; Anderson, 2016). L'étude du condenseur revêt ainsi une importance **systémique** : il est à la fois l'échangeur de rejet et un **verrou de stabilité**.

Dans le cas présent, le condenseur est envisagé côté air en **convection naturelle**, sans ventilation forcée. Cette option simplifie la conception et réduit la consommation auxiliaire, mais implique des coefficients de convection faibles, une dépendance forte au climat (température et vitesse d'air), et donc une sensibilité accrue de P_{cond} (Kalogirou, 2014).

5.1 Rôle systémique dans le cycle à éjecteur

Le condenseur fixe simultanément :

- le **niveau de pression haute** du cycle : P_{cond} ,
- la **température de rejet** T_{cond} ,
- la **condition d'alimentation du détendeur** (état 6), donc l'état ($1 \rightarrow 2$),
- la **marge de recompression disponible** pour l'éjecteur ($3 \rightarrow 4 \rightarrow 5$).

Dans un cycle à éjecteur, la performance globale (COP) dépend fortement de la capacité du condenseur à maintenir un P_{cond} compatible avec le régime d'aspiration/recompression. La littérature montre que l'éjecteur présente une pression critique de refoulement : au-delà, le rapport d'entraînement chute brutalement (Eames et al., 1995 ; Huang et al., 1999). En conséquence, le dimensionnement thermique et hydraulique du condenseur n'est pas une simple question de rejet de chaleur : c'est une condition de faisabilité opérationnelle.

5.2 Typologie des condenseurs et choix technologique

5.2.1 Familles technologiques (classification)

Les condenseurs peuvent être classés selon le **fluide de refroidissement** et le **mode d'échange** (ASHRAE, 2018) :

- **Condenseurs à air** : convection naturelle (sans ventilateur) ou convection forcée (avec ventilateur).
- **Condenseurs à eau** : échangeur tubulaire/à plaques, souvent couplé à une tour de refroidissement.
- **Condenseurs évaporatifs** : refroidissement par évaporation d'eau sur batterie (forte efficacité, maintenance).

Selon la **géométrie interne** (côté fluide frigorigène), on trouve :

- **tube lisse** (film externe ou interne selon configuration),
- **tube aileté** (augmentation de surface côté air),
- **micro-canaux** (fortes performances en convection forcée, plus complexes),
- **échangeurs à plaques** (côté eau, très compacts).

5.2.2 Spécificités du R718 et implications sur le choix

Avec le R718, la pression de condensation reste **faible en absolu** (quelques kPa à 30–40°C), ce qui impose :

- une **gestion rigoureuse des non-condensables** (infiltration d'air sous vide) qui dégradent fortement le transfert et augmentent P_{cond} ,
- une **attention à l'étanchéité** et aux procédures de purge,
- une **vigilance sur les pertes de charge** (même faibles en valeur absolue, elles sont significatives en ratio).

Les systèmes de réfrigération à éjecteur utilisant l'eau rapportent un impact très marqué des non-condensables sur les performances (Sokolov & Hershgal, 1990).

Dans ce mémoire, le choix d'un condenseur **à air en convection naturelle** répond à une logique de simplicité technologique et de faible énergie auxiliaire, au prix d'une surface d'échange potentiellement élevée et d'une sensibilité climatique plus forte.

5.3 Phénoménologie de la condensation : zones thermiques et mécanismes

5.3.1 Trois zones classiques : désurchauffe, condensation, sous-refroidissement

Dans un condenseur réel, l'écoulement côté frigorigène se décompose généralement en trois zones (Thome, 2004) :

1. **Désurchauffe** : si l'état 5 est surchauffé, le fluide doit d'abord revenir à $T_{\text{sat}}(P_{\text{cond}})$.
2. **Condensation** : transfert latent dominant, fraction vapeur décroissante $x \rightarrow 0$.

3. **Sous-refroidissement** (optionnel) : refroidissement du liquide en dessous de T_{sat} pour stabiliser l'alimentation du détendeur.

Dans ton simulateur, l'état 6 correspond à un liquide saturé ($x_6 = 0$). Le sous-refroidissement peut être ignoré au premier niveau (outil), mais sera utile plus tard en dimensionnement réel.

5.3.2 Modes de condensation : film vs gouttes

Deux régimes idéaux de condensation existent (Incropera & DeWitt, 1996) :

- **Condensation en film** (filmwise) : un film liquide continu couvre la surface ; c'est le cas le plus fréquent, mais avec une résistance thermique plus élevée.
- **Condensation en gouttes** (dropwise) : gouttes individuelles, transfert très élevé mais difficile à maintenir (condition de mouillage/surface).

La plupart des modèles 1D adoptent la condensation en film comme hypothèse de base.

5.4 Condensation en film

5.4.1 Hypothèses et cadre

La théorie de Nusselt fournit une solution analytique pour la condensation laminaire en film sur surface verticale, sous hypothèses : film mince, régime laminaire, gradient thermique unidimensionnel, interface à T_{sat} , cisaillement vapeur négligeable (Incropera & DeWitt, 1996 ; Moran & Shapiro, 2014b).

5.4.2 Résultat : coefficient moyen de transfert par film laminaire

Le résultat classique (plaqué verticale) pour le coefficient moyen s'écrit sous forme :

$$h_{\text{cond}} = 0.943 \left[\frac{\rho_\ell(\rho_\ell - \rho_v)g h_{fg} k_\ell^3}{\mu_\ell L(T_{\text{sat}} - T_w)} \right]^{1/4}, \quad (5.2)$$

où h_{fg} est la chaleur latente, k_ℓ la conductivité du liquide, μ_ℓ la viscosité, L la longueur caractéristique et T_w la température de paroi.

Cette expression montre que le transfert en condensation filmique est relativement peu sensible à ΔT (exposant 1/4), mais dépend fortement des propriétés du liquide.

5.4.3 Limites pratiques et corrections

En pratique, plusieurs effets limitent l'application directe de l'équation 5.2 :

- cisaillement vapeur (écoulement interne),
- turbulences du film (Reynolds du film élevé),
- géométries tubulaires/ailetées,
- présence de non-condensables.

Dans un modèle système, on regroupe souvent ces effets dans un coefficient global K calibré ou une corrélation appropriée (Thome, 2004).

5.5 Convection naturelle côté air

5.5.1 Rayleigh et Nusselt

Le transfert côté air en convection naturelle est gouverné par le nombre de Rayleigh :

$$Ra = Gr \cdot Pr, \quad Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}, \quad (5.3)$$

où β est le coefficient de dilatation, ν la viscosité cinématique et L une longueur caractéristique.

Une corrélation classique (plaqué verticale) donne (Kalogirou, 2014) :

$$Nu = 0.68 + \frac{0.670 Ra^{1/4}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}}. \quad (5.4)$$

Puis :

$$h_{\text{air}} = \frac{Nu k_{\text{air}}}{L}. \quad (5.5)$$

5.5.2 Conséquence majeure : résistance dominante côté air

Dans un condenseur à air naturel, h_{air} est typiquement faible comparé à h_{cond} . Ainsi, la résistance thermique dominante est souvent côté air :

$$h_{\text{air}} \ll h_{\text{cond}}.$$

Cela explique les écarts importants observés en simulation lorsque K et A sont modestes : même si la condensation est « facile », l'évacuation vers l'air limite \dot{Q} .

5.6 Résistances thermiques globales et modèle KA -LMTD

5.6.1 Résistance équivalente et coefficient global

Pour un échangeur, on écrit :

$$\dot{Q} = KA \Delta T_{\text{lm}}, \quad (5.6)$$

avec une résistance globale équivalente :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_{\text{cond}}} + \frac{e}{k_{\text{paroi}}} + \frac{1}{h_{\text{air}}}, \quad (5.7)$$

où e est l'épaisseur de paroi.

En convection naturelle, $1/h_{\text{air}}$ domine souvent l'équation 5.7. Ainsi, augmenter la surface A et favoriser l'ailage côté air sont les leviers principaux.

5.6.2 Définition de la différence de température logarithmique moyenne

Dans un condenseur où le frigorigène est approximativement à température quasi-constante T_{sat} (zone de condensation dominante), et où l'air se réchauffe de $T_{\text{air,in}}$ à $T_{\text{air,out}}$, le ΔT_{lm} est :

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}, \quad \Delta T_1 = T_{\text{sat}} - T_{\text{air,in}}, \quad \Delta T_2 = T_{\text{sat}} - T_{\text{air,out}}. \quad (5.8)$$

Le cas $\Delta T_1 \approx \Delta T_2$ doit être traité numériquement avec précaution (limite $\Delta T_{\text{lm}} \rightarrow \Delta T_1$).

5.7 Non-condensables sous vide

Sous vide, l'infiltration d'air et l'accumulation de non-condensables forment une couche diffusante à l'interface vapeur/film qui augmente fortement la résistance au transfert de masse et de chaleur. Le résultat macroscopique est double (Sokolov & Hershgol, 1990) :

- baisse de \dot{Q} évacuable à surface donnée ;
- augmentation de T_{cond} et donc de P_{cond} pour maintenir la fermeture énergétique.

Ces effets sont critiques dans les cycles à éjecteur, car ils réduisent la marge de recompresion et peuvent provoquer un décrochage. Dans un outil de simulation orienté premier dimensionnement, ces effets peuvent être représentés par une pénalisation effective de K (ou une dégradation progressive simulée).

5.8 Impact sur la pression critique et la stabilité de l'éjecteur

Le condenseur agit comme « charge » imposée au diffuseur de l'éjecteur. Si KA est insuffisant (ou si T_∞ est trop élevé), alors T_{cond} doit augmenter pour rejeter \dot{Q}_{cond} , ce qui augmente P_{cond} . Or, une hausse de P_{cond} :

- réduit le rapport de pression disponible pour l'éjecteur,
- déplace la zone de choc et augmente les irréversibilités,
- peut conduire au dépassement de la pression critique et donc au décrochage (Huang et al., 1999 ; Eames et al., 1995 ; Anderson, 2016).

Ce mécanisme justifie que, dans la phase de dimensionnement global (Partie II), le condenseur soit traité comme un composant déterminant pour la faisabilité.

5.9 Modèle mathématique retenu dans le simulateur

Dans le cadre de l'outil développé, le condenseur est modélisé par :

1. un **bilan enthalpique massique** (condensation de l'état 5 vers 6 à P_{cond}) :

$$\dot{Q}_{\text{mass}} = \dot{m}_{\text{tot}} (h_5 - h_6), \quad (5.9)$$

2. un **modèle échangeur** de type KA -LMTD :

$$\dot{Q}_{KA} = KA \Delta T_{\text{lm}}, \quad (5.10)$$

3. un diagnostic **thermal_mismatch** basé sur l'écart relatif :

$$\varepsilon = \left| \frac{\dot{Q}_{\text{mass}} - \dot{Q}_{KA}}{\dot{Q}_{\text{mass}}} \right|. \quad (5.11)$$

Dans la phase actuelle, l'objectif est de développer l'outil et d'obtenir un couplage cohérent ; le dimensionnement (choix réaliste de K et A , ailetage, géométrie, etc.) est reporté à la phase de dimensionnement global.

5.10 Discussion critique

Un condenseur à convection naturelle présente des avantages (simplicité, absence de consommation électrique auxiliaire), mais impose :

- une surface d'échange élevée,
- une sensibilité forte à T_∞ (climat tropical),
- une vulnérabilité aux non-condensables sous vide.

Dans l'outil développé, l'activation du diagnostic de mismatch permet d'identifier immédiatement un sous-dimensionnement thermique du condenseur (écart important entre \dot{Q}_{mass} et \dot{Q}_{KA}). Cette approche est cohérente avec un simulateur destiné d'abord à la compréhension et à l'analyse de sensibilité.

5.11 Résumé du chapitre

Le condenseur ferme thermiquement le cycle (5 → 6) et pilote la pression haute P_{cond} , paramètre critique pour la stabilité de l'éjecteur. Une revue technologique a montré les principales familles de condenseurs et les contraintes spécifiques liées au R718 sous vide (non-condensables, sensibilité aux pertes de charge). Sur le plan phénoménologique, la condensation se structure en zones (désurchauffe, condensation, sous-refroidissement) et le transfert est souvent limité côté air en convection naturelle. Le modèle retenu combine un bilan massique \dot{Q}_{mass} et un modèle échangeur KA -LMTD \dot{Q}_{KA} , complété par un indicateur de mismatch destiné à la phase ultérieure de dimensionnement global.

Chapitre 6

L'évaporateur à film ruisselant

L'évaporateur est l'organe où se produit l'effet frigorifique utile $\dot{Q}_{\text{evap}} = 12 \text{ kW}$, par vaporisation du fluide R718 à basse pression. Dans la machine étudiée, l'évaporateur est de type *film ruisselant* : le liquide détenu (état 2) est distribué en mince film sur une surface d'échange, tandis que la vaporisation se fait à faible pression, typiquement de l'ordre du kPa pour une température d'évaporation proche de 10°C.

Ce mode d'évaporation est particulièrement adapté au R718 car il permet (i) de limiter l'inventaire liquide, (ii) de favoriser les échanges par réduction de la résistance thermique côté liquide, et (iii) d'améliorer la stabilité thermique si la distribution du film est maîtrisée. Néanmoins, sous vide profond, l'évaporateur devient un composant critique : les grands volumes spécifiques de la vapeur et la sensibilité aux pertes de charge imposent une analyse phénoménologique et un modèle thermique rigoureux (Moran & Shapiro, 2014b).

6.1 Rôle systémique

L'évaporateur assure :

- la production de froid par absorption de chaleur à basse température ;
- la génération de vapeur secondaire aspirée par l'éjecteur (état 3) ;
- la stabilisation du débit secondaire \dot{m}_{sec} qui conditionne le rapport d'entraînement μ et le COP.

Du point de vue système, une dégradation de l'échange (mauvaise mouillabilité, assèchement local, pertes de charge élevées) se traduit par une baisse de \dot{Q}_{evap} , une modification de la qualité vapeur en sortie, et potentiellement un désamorçage de l'aspiration éjecteur.

6.2 Étude phénoménologique du film ruisselant

6.2.1 Formation et dynamique du film

Dans un évaporateur à film ruisselant, le liquide est distribué en mince couche qui s'écoule sous l'effet de la gravité. Le régime d'écoulement du film (lamininaire, transitionnel ou turbulent) influence directement :

- l'épaisseur du film δ ,
- le coefficient de transfert thermique côté liquide,
- le risque d'assèchement.

Une caractérisation classique repose sur un nombre de Reynolds de film, défini à partir du débit massique surfacique Γ (débit massique par unité de largeur de film) :

$$Re_f = \frac{4\Gamma}{\mu_\ell}, \quad (6.1)$$

où μ_ℓ est la viscosité dynamique du liquide. Lorsque Re_f est faible, le film est généralement lamininaire et l'épaisseur augmente, ce qui tend à diminuer le transfert thermique. À mesure que Re_f augmente, l'apparition d'ondulations (*wavy film*) peut au contraire améliorer l'échange par mélange interne du film.

6.2.2 Vaporisation et résistances thermiques

La vaporisation sur film ruisselant s'analyse comme une succession de résistances :

- convection/conduction à travers le film liquide,
- résistance de paroi,
- résistance côté source froide (air/eau selon application).

Sous vide, la résistance côté vapeur peut devenir non négligeable si la vapeur est raréfiée ou si le transport est limité par les pertes de charge internes. C'est un point critique avec R718, car la vapeur à $P_{\text{evap}} \sim \text{kPa}$ possède un volume spécifique élevé : des vitesses c élevées peuvent apparaître dans les conduites et les collecteurs, amplifiant les pertes.

6.3 Bilan énergétique et définition de la puissance frigorifique

La puissance frigorifique utile se traduit thermodynamiquement par :

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{sec}} (h_3 - h_2), \quad (6.2)$$

où h_2 est l'enthalpie en entrée d'évaporateur (après détente isoenthalpique) et h_3 l'enthalpie en sortie (vapeur aspirée). Cette expression est fondamentale car elle lie directement la performance d'échange (via \dot{Q}_{evap}), le débit secondaire \dot{m}_{sec} , et donc le fonctionnement de l'éjecteur.

6.4 Modélisation thermique de l'évaporateur : approche détaillée

6.4.1 Écriture globale par coefficient global de transfert

À l'échelle échangeur, on écrit :

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = K A \Delta T_{\text{lm}}, \quad (6.3)$$

où K est le coefficient global de transfert de chaleur, A la surface d'échange, et ΔT_{lm} la différence de température logarithmique moyenne.

Le coefficient global se décompose en résistances en série :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_{film}} + \frac{e}{k_{paroi}} + \frac{1}{h_{source}}, \quad (6.4)$$

avec h_{film} le coefficient côté film ruisselant, h_{source} côté fluide à refroidir (ou côté air/eau), e l'épaisseur de paroi et k_{paroi} sa conductivité.

6.4.2 Modélisation du coefficient côté film ruisselant

Dans une démarche progressive, il est pertinent de présenter deux niveaux.

Niveau théorique : film laminaire (base analytique)

On relie l'épaisseur δ à Γ via la dynamique du film, puis on met en évidence l'ordre de grandeur :

$$h_{film} \sim \frac{k_\ell}{\delta}, \quad (6.5)$$

où k_ℓ est la conductivité thermique du liquide. Cette relation met en évidence le mécanisme clé : réduire δ augmente h_{film} .

Niveau semi-empirique : corrélations film ruisselant

La littérature propose des corrélations reliant Nu à Re_f , Pr et, lorsque l'ébullition intervient, à des nombres additionnels (p. ex. Bo). Dans ce mémoire, l'objectif n'est pas d'imposer une corrélation unique dès ce chapitre, mais de :

- présenter la structure générale,
- justifier le choix final au chapitre d'implémentation et de simulation,
- montrer que les propriétés nécessaires (conductivité, viscosité, densité, chaleur latente, etc.) sont obtenues via CoolProp (I. H. Bell et al., 2014).

6.5 Phénomènes critiques et stabilité sous vide

6.5.1 Assèchement local (dry-out) et mouillage

Un défaut de distribution du liquide peut provoquer un assèchement local, augmentant brutalement la température de paroi, réduisant \dot{Q}_{evap} et modifiant la qualité vapeur en sortie. Sous vide, ce risque est accentué par la sensibilité du système aux fluctuations de débit.

6.5.2 Pertes de charge et effet sur l'aspiration éjecteur

À faible pression, une faible perte absolue peut représenter une fraction importante de P_{evap} . Or l'aspiration de l'éjecteur dépend fortement de la pression au piquage d'aspiration. Le dimensionnement des collecteurs et conduites doit donc minimiser les pertes, notamment lorsque la vitesse vapeur c devient élevée.

6.6 Modèle mathématique retenu pour la simulation

Pour l'implémentation Python (Partie II), l'évaporateur sera modélisé par :

- un bilan énergétique $\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{sec}(h_3 - h_2)$;
- une loi d'échange $\dot{Q}_{evap} = KA\Delta T_{lm}$;
- un calcul des propriétés via CoolProp (enthalpies, viscosités, conductivités, etc.) (I. H. Bell et al., 2014).

Cette double écriture (thermodynamique + transfert) permet de dimensionner A à partir d'une charge de 12 kW et de vérifier la cohérence énergétique du cycle.

6.7 Discussion critique

L'évaporateur à film ruisselant offre une voie robuste pour évaporer le R718 sous vide, mais il impose une maîtrise de :

- la distribution du film,
- le régime d'écoulement (via Re_f),
- les pertes de charge côté vapeur,
- la stabilité thermo-hydraulique.

Ces contraintes justifient, dans la partie résultats, une analyse de sensibilité de \dot{Q}_{evap} et du COP aux variations de T_{cond} et aux pertes de charge.

6.8 Résumé du chapitre

L'évaporateur à film ruisselant est un composant déterminant pour la puissance frigorifique et la stabilité du cycle. Sa modélisation articule transfert thermique (via K) et thermodynamique (via $m_{\text{sec}}(h_3 - h_2)$), tout en tenant compte des spécificités du R718 sous vide. La suite du mémoire abordera le générateur (chaudière), dont le niveau thermique fixé (T_{gen}) pilote le débit motrice et donc la capacité de recompression de l'éjecteur.

Chapitre 7

La chaudière solaire (générateur)

Dans une machine frigorifique à éjecteur alimentée par énergie solaire thermique, le générateur constitue la source motrice du cycle. Il assure la production de la vapeur primaire (état 8) à la température nominale $T_{\text{gen}} = 100^\circ\text{C}$, nécessaire au fonctionnement de la tuyère primaire de l'éjecteur (trajet 8 → 4).

Le choix d'un concentrateur cylindro-parabolique s'inscrit dans une stratégie de valorisation d'un rayonnement solaire direct élevé, typique des régions intertropicales (Kalogirou, 2014). Ce type de concentrateur permet d'atteindre des températures comprises entre 80°C et 250°C, compatibles avec les cycles à éjection.

Contrairement aux architectures à boucle intermédiaire (huile thermique), la présente configuration adopte un chauffage direct du R718. Cette option simplifie l'architecture globale, mais impose une maîtrise fine : (i) de la stabilité thermique, (ii) des phénomènes de vaporisation interne, et (iii) du contrôle de pression.

7.1 Principe du concentrateur cylindro-parabolique

Un concentrateur cylindro-parabolique focalise le rayonnement solaire direct sur un tube absorbeur placé sur la ligne focale. La puissance solaire interceptée s'écrit :

$$\dot{Q}_{\text{sol,incident}} = G_b A_{\text{aperture}}, \quad (7.1)$$

où G_b est l'irradiance solaire directe normale (W/m^2) et A_{aperture} la surface d'ouverture du collecteur.

La puissance réellement absorbée est réduite par les pertes optiques :

$$\dot{Q}_{\text{opt}} = G_b A_{\text{aperture}} \eta_{\text{opt}}, \quad (7.2)$$

avec le rendement optique :

$$\eta_{\text{opt}} = \rho \tau \alpha \cos \theta, \quad (7.3)$$

où ρ est la réflectivité du miroir, τ une transmissivité éventuelle, α l'absorptivité du tube, et θ l'angle d'incidence.

7.2 Bilan énergétique du générateur

La chaudière transforme l'énergie solaire absorbée en chaleur utile pour vaporiser le R718 :

$$\dot{Q}_{\text{gen}} = \dot{m}_{\text{pri}} (h_8 - h_7), \quad (7.4)$$

où \dot{m}_{pri} est le débit primaire (branche haute pression 1 → 7 → 8), h_7 l'enthalpie en sortie de pompe (état 7) et h_8 l'enthalpie en sortie de générateur (état 8).

Cette puissance est fournie par :

$$\dot{Q}_{\text{gen}} = \dot{Q}_{\text{opt}} - \dot{Q}_{\text{pertes}}, \quad (7.5)$$

où \dot{Q}_{pertes} regroupe les pertes thermiques par convection naturelle, rayonnement et conduction.

7.3 Pertes thermiques

7.3.1 Convection naturelle

Le flux convectif externe s'écrit :

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h_{\text{ext}} A_{\text{tube}} (T_{\text{tube}} - T_{\text{amb}}), \quad (7.6)$$

où h_{ext} est le coefficient convectif externe, A_{tube} la surface externe du tube absorbeur, T_{tube} la température de surface, et T_{amb} la température ambiante.

Le coefficient h_{ext} dépend classiquement du nombre de Rayleigh :

$$Ra = \frac{g \beta (T_{\text{tube}} - T_{\text{amb}}) L^3}{\nu^2} Pr, \quad (7.7)$$

où g est l'accélération gravitationnelle, β le coefficient de dilatation thermique, L une longueur caractéristique, ν la viscosité cinématique et Pr le nombre de Prandtl.

7.3.2 Rayonnement thermique

Le flux radiatif s'écrit :

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma A_{\text{tube}} (T_{\text{tube}}^4 - T_{\text{amb}}^4), \quad (7.8)$$

où σ est la constante de Stefan–Boltzmann et ε l'émissivité du tube.

7.4 Rendement thermique du générateur

Le rendement thermique global du sous-système solaire est défini par :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{Q}_{\text{gen}}}{G_b A_{\text{aperture}}}. \quad (7.9)$$

En pratique, on peut écrire :

$$\eta_{\text{th}} = \eta_{\text{opt}} - \frac{\dot{Q}_{\text{pertes}}}{G_b A_{\text{aperture}}}, \quad (7.10)$$

ce qui montre que η_{th} diminue lorsque T_{gen} augmente, lorsque T_{amb} est élevée, et lorsque la convection naturelle est peu efficace.

7.5 Couplage thermodynamique avec l'éjecteur

Le générateur détermine le débit primaire par :

$$\dot{m}_{\text{pri}} = \frac{\dot{Q}_{\text{gen}}}{h_8 - h_7}. \quad (7.11)$$

Or, à l'échelle du cycle, le COP énergétique s'écrit :

$$COP = \frac{\dot{m}_{\text{sec}} (h_3 - h_2)}{\dot{m}_{\text{pri}} (h_8 - h_7)}. \quad (7.12)$$

Ainsi, une augmentation de T_{gen} tend à augmenter la pression motrice et peut améliorer le rapport d'entraînement μ . Cependant, elle augmente aussi les pertes thermiques du collecteur. Il existe donc un compromis thermodynamique entre puissance motrice disponible, rendement solaire et stabilité.

7.6 Dimensionnement préliminaire

Si la machine doit produire $\dot{Q}_{\text{evap}} = 12 \text{ kW}$ et si l'on suppose un ordre de grandeur $COP \approx 0.35$ (valeur typique rapportée pour des cycles à éjection vapeur, selon la configuration et les conditions), alors :

$$\dot{Q}_{\text{gen}} \approx \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{COP} \approx \frac{12}{0.35} \approx 34 \text{ kW}. \quad (7.13)$$

Si $G_b \approx 800 \text{ W/m}^2$ et $\eta_{\text{th}} \approx 0.5$, la surface d'ouverture nécessaire est :

$$A_{\text{aperture}} \approx \frac{\dot{Q}_{\text{gen}}}{G_b \eta_{\text{th}}} \approx \frac{34\,000}{800 \times 0.5} \approx 85 \text{ m}^2. \quad (7.14)$$

Ce résultat sera affiné lors du dimensionnement global (Partie II) à partir des performances simulées et des pertes effectives.

7.7 Problèmes spécifiques au chauffage direct du R718

Le chauffage direct implique :

- une vaporisation interne progressive,
- une possible instabilité de bouillonnement,
- des variations locales de pression.

Le contrôle du débit primaire et la gestion des conditions de saturation sont essentiels pour éviter : surpression, vaporisation brutale, et fluctuations de débit vers l'éjecteur.

7.8 Modèle mathématique retenu

Le modèle utilisé en simulation comportera :

- un bilan énergétique solaire ($\dot{Q}_{\text{sol,incident}}$, \dot{Q}_{opt} , \dot{Q}_{pertes}),
- un calcul du rendement optique (η_{opt}),
- un calcul des pertes convectives et radiatives (\dot{Q}_{conv} , \dot{Q}_{rad}),
- le calcul du débit primaire \dot{m}_{pri} et le couplage avec l'éjecteur.

Les propriétés thermodynamiques nécessaires à l'évaluation des enthalpies h_7 et h_8 seront fournies via CoolProp au niveau de l'implémentation.

7.9 Résumé du chapitre

La chaudière solaire constitue la source énergétique du cycle et détermine le débit primaire ainsi que la pression motrice disponibles pour l'éjecteur. Son rendement thermique conditionne directement la puissance solaire requise et, indirectement, le COP global. Le dimensionnement du générateur introduit un compromis entre température motrice élevée, pertes thermiques accrues et stabilité du système.

Chapitre 8

La pompe alimentaire de la chaudière

Dans la machine frigorifique à éjecteur, la pompe assure l’élévation de pression du condensat issu du condenseur (état 1) afin d’alimenter la chaudière solaire (état 7) selon la convention $1 \rightarrow 7$. Dans un cycle à éjection, la puissance mécanique consommée par la pompe est généralement faible devant la puissance thermique fournie au générateur, ce qui conduit souvent à négliger \dot{W}_p dans une première analyse énergétique. Toutefois, dans le cas du R718 fonctionnant sous vide profond, la question déterminante n’est pas uniquement la puissance mécanique, mais surtout la capacité de la pompe à fonctionner *sans cavitation*.

En effet, la pression absolue disponible à l’aspiration peut être fortement contrainte par (i) la faible pression de condensation (liée à T_{cond}), (ii) les pertes de charge dans la ligne d’aspiration, (iii) la présence de gaz non condensables, et (iv) la proximité de la pression de saturation du liquide. Dans ces conditions, une analyse rigoureuse du NPSH (*Net Positive Suction Head*) est indispensable pour garantir la stabilité hydraulique du système (Moran & Shapiro, 2014b).

8.1 Rôle systémique

La pompe contribue à :

- maintenir un débit primaire \dot{m}_{pri} stable, nécessaire à la production de vapeur motrice dans la chaudière ;
- assurer l'élévation de pression de P_{cond} (état 1) à P_{gen} (état 7) ;
- stabiliser l'alimentation du générateur en réduisant les fluctuations de débit susceptibles de perturber la vaporisation ;
- permettre un fonctionnement continu sans cavitation, condition de fiabilité et de sécurité.

Toute variation de \dot{m}_{pri} affecte directement la puissance disponible au générateur, la pression motrice à l'entrée de la tuyère (8 → 4) et, par conséquent, la performance de l'éjecteur et la stabilité globale du cycle.

8.2 Étude phénoménologique

8.2.1 Travail de pompage : formulation thermodynamique

Pour un liquide faiblement compressible, le travail spécifique de pompage peut être approximé par :

$$w_p \approx v_\ell (P_{\text{gen}} - P_{\text{cond}}), \quad (8.1)$$

où v_ℓ est le volume spécifique du liquide. Dans une formulation basée sur les états, la puissance de pompage s'écrit :

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{\text{pri}} (h_7 - h_1). \quad (8.2)$$

En introduisant le rendement isentropique de la pompe η_p , défini par :

$$\eta_p = \frac{h_{7s} - h_1}{h_7 - h_1}, \quad (8.3)$$

on obtient :

$$h_7 = h_1 + \frac{h_{7s} - h_1}{\eta_p}, \quad (8.4)$$

où 7s désigne l'état de sortie *isentropique* à la même pression que l'état 7. Dans un pré-dimensionnement, η_p est typiquement pris entre 0.6 et 0.8 pour une petite pompe, puis ajusté selon la technologie retenue et les conditions d'exploitation.

8.2.2 Pertes de charge et pression disponible à l'aspiration

L'analyse de la ligne d'aspiration peut s'appuyer sur une forme de l'équation de Bernoulli, en distinguant les pertes régulières et singulières. Les pertes régulières s'écrivent :

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \frac{c^2}{2g}, \quad (8.5)$$

et les pertes singulières :

$$h_s = \sum \zeta \frac{c^2}{2g}, \quad (8.6)$$

où λ est le facteur de frottement, L la longueur, D le diamètre hydraulique, c la vitesse moyenne, et ζ les coefficients de pertes singulières.

Sous faible pression absolue, la contrainte de conception majeure est la réduction drastique des pertes en aspiration : un faible ΔP peut représenter une fraction significative de P_{cond} , augmentant fortement le risque de cavitation.

8.3 Cavitation et NPSH

8.3.1 Définitions

La cavitation apparaît lorsque la pression locale dans la pompe (notamment à l'œil de roue) chute au voisinage ou en dessous de la pression de saturation du liquide. Le critère usuel en ingénierie est le NPSH (*hauteur nette positive d'aspiration*). On distingue :

- $NPSH_a$: NPSH disponible (*available*), déterminé par l'installation ;
- $NPSH_r$: NPSH requis (*required*), déterminé par la courbe constructeur.

La condition de non-cavitation est :

$$NPSH_a \geq NPSH_r. \quad (8.7)$$

8.3.2 Formulation du NPSH disponible

Dans une écriture générique (aspiration depuis un réservoir ou un collecteur liquide), le NPSH disponible peut être exprimé sous forme de hauteur :

$$NPSH_a = \frac{P_{asp}}{\rho g} - \frac{P_{sat}(T)}{\rho g} + (z_{surf} - z_{pump}) - h_{pertes}, \quad (8.8)$$

où P_{asp} est la pression absolue au point d'aspiration, $P_{sat}(T)$ la pression de saturation à la température du liquide, ρ la masse volumique, z les altitudes, et $h_{pertes} = h_f + h_s$ la somme des pertes de charge en aspiration.

Point critique avec le R718. Si le liquide en état 1 est proche de la saturation (faible sous-refroidissement), alors $P_{asp} \approx P_{sat}(T)$, et le terme $(P_{asp} - P_{sat})/(\rho g)$ devient très faible. Le NPSH disponible se réduit alors essentiellement à la charge statique utile et aux pertes, ce qui rend la cavitation probable même pour des vitesses modestes.

8.4 Effets de la cavitation sur le cycle

La cavitation induit typiquement :

- une chute du débit primaire \dot{m}_{pri} et une dégradation du rendement de la pompe ;
- des fluctuations de pression à l'entrée du générateur (P_{gen}), pouvant provoquer des instabilités de vaporisation ;
- une perturbation de la tuyère (8 → 4) via une alimentation motrice instable ;
- une baisse du rapport d' entraînement μ et une diminution du COP ;
- un risque de décrochage du cycle si l'éjecteur entre en régime défavorable.

Dans une machine à éjecteur, ces instabilités sont particulièrement critiques, car l'éjecteur présente déjà une dynamique non linéaire vis-à-vis de P_{cond} et des pertes internes.

8.5 Stratégies de mitigation et choix technologiques

Pour sécuriser le fonctionnement de la pompe dans un cycle R718 sous vide, plusieurs leviers de conception sont classiquement recommandés :

- **Sous-refroidissement en sortie condenseur** : augmenter la marge $P_{asp} - P_{sat}(T)$ en réduisant la température du liquide ;
- **Réduction des pertes en aspiration** : diamètres généreux, longueurs minimisées, limitation des singularités ;
- **Positionnement hydraulique** : placer la pompe sous le niveau liquide (charge statique positive) lorsque possible ;
- **Gestion des non-condensables** : purge/dégazage afin d'éviter les poches de gaz et la dégradation du NPSH ;
- **Technologie de pompe adaptée** : pompe compatible faible pression absolue, éventuellement à faible $NPSH_r$, et matériaux compatibles avec l'eau et le vide.

Ces éléments seront repris en recommandations de conception dans la partie résultats.

8.6 Modèle mathématique retenu pour la simulation

Dans le modèle global (Partie II), la pompe est représentée par :

- **Élévation de pression** : $P_7 = P_{gen}$;
- **Calcul thermodynamique** : détermination de h_7 par (8.4) en utilisant η_p ;
- **Puissance de pompe** : $\dot{W}_p = \dot{m}_{pri}(h_7 - h_1)$;

— **Diagnostic cavitation** : calcul de $NPSH_a$ via (8.8), comparaison à un seuil (ou à $NPSH_r$ si disponible).

Les propriétés ρ , $P_{\text{sat}}(T)$ et l'état isentropique $7s$ sont calculés via CoolProp (I. H. Bell et al., 2014). Le diagnostic cavitation est ensuite exposé dans les indicateurs flags du système.

8.7 Résumé du chapitre

Ce chapitre a montré que la pompe, bien que faiblement contributrice en puissance mécanique, est un composant critique pour la stabilité d'un cycle R718 sous vide. Son rôle est d'assurer l'élévation de pression selon $1 \rightarrow 7$ et de garantir un débit primaire stable vers la chaudière ($7 \rightarrow 8$). L'analyse NPSH met en évidence que la cavitation peut survenir facilement lorsque le liquide est faiblement sous-refroidi ou lorsque les pertes en aspiration sont élevées. Le modèle retenu intègre un calcul thermodynamique basé sur un rendement η_p et un diagnostic cavitation, indispensables pour un couplage système robuste.

Deuxième partie

Étude systémique

Introduction de la Partie II

La seconde partie traite l'étude systémique de la machine frigorifique à éjecteur au R718, en mettant l'accent sur le couplage des composants, l'implémentation logicielle et l'analyse des performances.

L'enjeu principal est de passer d'une modélisation « composant par composant » à une représentation cohérente du cycle complet, où les niveaux de pression, les débits massiques et les transferts thermiques sont interdépendants. Le couplage est formulé selon une convention de numérotation unifiée des états thermodynamiques, utilisée à la fois dans la simulation et dans la représentation sur diagrammes P - h et T - s .

Dans ce cadre, l'outil numérique développé en Python s'appuie sur une architecture modulaire orientée objet, permettant de tester chaque composant séparément puis de l'intégrer au système global. L'éjecteur est considéré par défaut selon un modèle compressible amélioré (V2), intégrant les diagnostics de régime, la détection d'étranglement et la présence éventuelle d'une onde de choc.

L'analyse finale porte sur la performance énergétique (notamment le coefficient de performance, COP), l'influence des conditions opératoires, et les recommandations d'amélioration. Une mini-analyse exergétique est également introduite afin d'identifier qualitativement les sources majeures d'irréversibilités, en cohérence avec la perspective d'approfondissement prévue en thèse.

Chapitre 9

Méthodologie de modélisation

Après avoir établi, dans la première partie, les fondements thermodynamiques, technologiques et phénoménologiques des composants du système, cette seconde partie adopte une approche systémique visant à formaliser le modèle mathématique global de la machine frigorifique à éjecteur utilisant le R718.

L'objectif de ce chapitre est de :

- Définir le périmètre exact du modèle,
- Préciser les hypothèses globales retenues,
- Formaliser les variables d'entrée du dimensionnement,
- Établir les équations de couplage,
- Définir les critères de cohérence thermodynamique du simulateur.

Cette méthodologie constitue la base scientifique du développement du simulateur numérique présenté au chapitre suivant.

9.1 Périmètre du modèle

Le modèle développé couvre l'ensemble du circuit frigorifique et du circuit moteur solaire selon la convention de numérotation adoptée :

- 1 → 2 : Détendeur
- 2 → 3 : Évaporateur
- 3 → 4 : Chambre de mélange de l'éjecteur
- 4 → 5 : Diffuseur
- 5 → 6 : Condenseur
- 6 → 1 : Réservoir / fermeture de cycle
- 1 → 7 : Pompe
- 7 → 8 : Chaudière solaire
- 8 → 4 : Tuyère primaire

Le modèle est :

- Stationnaire
- Unidimensionnel quasi-uniforme
- Basé sur des propriétés thermodynamiques réelles (CoolProp)

Ne sont pas inclus dans le périmètre :

- Les effets transitoires,
- Les instabilités dynamiques fines,
- Les simulations CFD 2D/3D,
- Les effets vibratoires ou acoustiques.

Le modèle vise une représentation énergétique cohérente à l'échelle système.

9.2 Couplage thermodynamique et massique

Le fonctionnement du système repose sur un couplage fort entre les composants.

9.2.1 Couplage massique

La conservation de la masse dans l'éjecteur impose :

$$\dot{m}_{mix} = \dot{m}_{pri} + \dot{m}_{sec} \quad (9.1)$$

Le rapport d'entraînement est défini par :

$$\mu = \frac{\dot{m}_{sec}}{\dot{m}_{pri}} \quad (9.2)$$

9.2.2 Couplage énergétique global

À l'échelle du cycle complet, la conservation de l'énergie impose :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{evap} \quad (9.3)$$

Cette relation constitue une condition fondamentale de fermeture énergétique du modèle.

9.3 Hypothèses globales du modèle

Les hypothèses retenues sont les suivantes :

- Écoulement stationnaire,
- Modèle quasi-1D pour l'éjecteur,
- Détente isoenthalpique : $h_1 = h_2$,
- Mélange adiabatique dans la chambre de mélange,
- Condensation en film laminaire (théorie de Nusselt),
- Convection naturelle côté air pour le condenseur,
- Chauffage direct du R718 dans le générateur,
- Propriétés thermodynamiques réelles obtenues via CoolProp.

Ces hypothèses constituent un compromis entre rigueur physique et tractabilité numérique.

9.4 Grandeurs d'entrée du dimensionnement

Le dimensionnement inverse du système repose sur quatre grandeurs imposées :

- Puissance frigorifique : \dot{Q}_{evap}
 - Température d'évaporation : T_{evap}
 - Température de condensation : T_{cond}
 - Température du générateur : T_{gen}
- À partir de ces grandeurs, le simulateur détermine :
- Les pressions d'équilibre P_{evap} , P_{cond} , P_{gen} ,
 - Les débits massiques \dot{m}_{pri} et \dot{m}_{sec} ,
 - Les états thermodynamiques 1 à 8,
 - Les performances globales (COP, μ).

9.5 Critères de cohérence thermodynamique et indicateurs de validité

Le simulateur ne se limite pas au calcul des états thermodynamiques ; il intègre un système d'indicateurs booléens (flags) permettant de vérifier la validité physique et numérique de la solution obtenue.

Ces indicateurs sont évalués à chaque itération du solveur global.

9.5.1 Hiérarchie des pressions

Le fonctionnement correct du cycle impose :

$$P_{gen} > P_{cond} > P_{evap} \quad (9.4)$$

Toute violation de cette condition active le flag :

- `pressure_hierarchy_error`

Ce flag indique une inversion thermodynamique non physique du cycle.

9.5.2 Fermeture énergétique globale

La conservation de l'énergie à l'échelle système impose :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{evap} \quad (9.5)$$

Le résidu énergétique est défini par :

$$\Delta Q = \left| \dot{Q}_{cond} - (\dot{Q}_{gen} + \dot{Q}_{evap}) \right| \quad (9.6)$$

Si :

$$\Delta Q > \varepsilon \quad (9.7)$$

alors le flag suivant est activé :

- `energy_mismatch`

où ε représente la tolérance numérique fixée pour le solveur.

9.5.3 Convergence du dimensionnement inverse

Le dimensionnement inverse impose une convergence sur la puissance frigorifique cible :

$$\left| \dot{Q}_{evap}^{calc} - \dot{Q}_{evap}^{cible} \right| < \varepsilon_{conv} \quad (9.8)$$

En cas de non convergence après un nombre maximal d'itérations :

- `convergence_failure`

9.5.4 Régime critique et pression critique

Le fonctionnement stable de l'éjecteur impose :

$$P_{cond} \leq P_{cond,crit} \quad (9.9)$$

Si :

$$P_{cond} > P_{cond,crit} \quad (9.10)$$

le régime critique disparaît et le flag suivant est activé :

- `critical_regime_lost`

Ce phénomène correspond au décrochage du cycle.

9.5.5 Cohérence du régime supersonique

Dans la tuyère primaire :

$$M_{throat} \geq 1 \quad (9.11)$$

En cas d'absence d'étranglement attendu :

- `no_choking`

Lorsqu'un choc normal est détecté :

- `normal_shock_detected`

Si le choc entraîne une récupération de pression insuffisante :

- `poor_pressure_recovery`

9.5.6 Production d'entropie

Le second principe impose :

$$\Delta s \geq 0 \quad (9.12)$$

Si :

$$\Delta s < 0 \quad (9.13)$$

alors le flag :

- `entropyViolation`

est activé, indiquant une incohérence thermodynamique grave.

9.5.7 Risque de cavitation dans la pompe

La condition de non-cavitation est :

$$NPSH_a \geq NPSH_r \quad (9.14)$$

Si :

$$NPSH_a < NPSH_r \quad (9.15)$$

le flag suivant est activé :

- `cavitation_risk`

9.5.8 Conditions physiques minimales

Les conditions suivantes doivent être respectées :

- $\mu > 0$

- $\dot{m}_{pri} > 0$

- $\dot{m}_{sec} > 0$

- $0 \leq x \leq 1$ pour les états diphasiques

En cas de violation :

- `non_physical_state`

9.5.9 Indicateur global de validité

Lorsque tous les critères précédents sont satisfaits, le flag global :

— **success = true**

est activé.

Dans le cas contraire, la simulation est considérée non valide.

Résumé du chapitre

Ce chapitre a défini le cadre méthodologique de la modélisation systémique de la machine frigorifique à éjecteur R718.

Le périmètre du modèle, les hypothèses globales, les équations de couplage et les critères de cohérence ont été formalisés. Cette structuration constitue la base scientifique du développement du simulateur numérique présenté au chapitre suivant.

Chapitre 10

Architecture et fonctionnement du simulateur

Après avoir établi la méthodologie de modélisation et les critères de cohérence thermodynamique du système, il est nécessaire de décrire l'architecture logicielle permettant l'implémentation opérationnelle du modèle.

Le simulateur développé dans le cadre de ce travail constitue un outil numérique destiné à :

- dimensionner la machine frigorifique à éjecteur R718,
- résoudre le couplage non linéaire entre composants,
- vérifier automatiquement la cohérence thermodynamique,
- fournir des indicateurs de performance énergétique et exergétique,
- permettre une interaction utilisateur via une interface graphique dédiée.

L'architecture du simulateur a été conçue selon une logique modulaire afin de :

- séparer clairement les modèles physiques des composants,
- garantir la maintenabilité du code,
- faciliter les évolutions futures (ajout de modèles, raffinements),
- assurer la traçabilité des échanges thermodynamiques.

Le développement repose sur le langage Python, choisi pour :

- sa robustesse scientifique,
- son écosystème thermodynamique (CoolProp),
- ses capacités de visualisation,
- son adaptabilité à une interface graphique interactive.

Ce chapitre présente successivement :

- l'arborescence générale du projet,
- l'organisation modulaire des composants,
- le protocole d'échange des données thermodynamiques,
- le point d'entrée du programme,
- la stratégie de validation et de test unitaire,
- les outils et l'environnement de développement.

L'objectif n'est pas uniquement de décrire une implémentation informatique, mais de démontrer la cohérence entre la structure logicielle et la structure thermodynamique du système étudié.

10.1 Arborescence du projet

L'organisation du code source est un pilier fondamental pour la maintenabilité, la lisibilité et l'évolutivité d'un projet logiciel. Le simulateur a été structuré en suivant les conventions modernes du développement Python, en séparant clairement le code source, les tests, la documentation et les scripts de déploiement. Cette organisation modulaire facilite non seulement la navigation dans le projet, mais elle établit également une base solide pour l'intégration continue et la validation unitaire.

La structure globale du projet est illustrée par l'arborescence suivante :

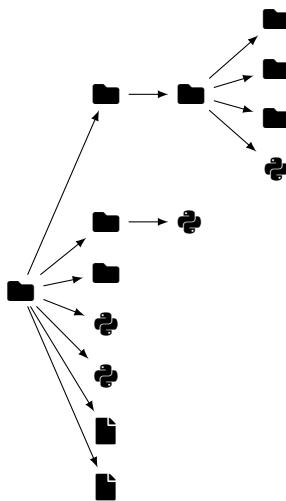


FIGURE 10.1 – Arborescence générale du projet App_R718

Chaque répertoire et fichier remplit un rôle spécifique dans le projet, contribuant à une architecture claire et fonctionnelle. Cette organisation permet de séparer les différentes préoccupations du projet, facilitant ainsi le développement collaboratif et la maintenance à long terme. :

- **src/** : Ce répertoire constitue le cœur du projet. Il contient tout le code source de l'application, encapsulé dans un package principal (`app_r718`) pour éviter les conflits de nommage et faciliter la distribution.
- **test/** : Dédié aux tests de validation. Il héberge les scripts de tests unitaires (utilisant le framework `Pytest`) qui permettent de vérifier le bon fonctionnement de chaque composant de manière isolée. Cette approche garantit la robustesse et la fiabilité du code à chaque modification.
- **reports/** : Répertoire destiné à stocker les rapports générés, comme les résultats des campagnes de tests ou les analyses de performance.
- **main.py** : Point d'entrée principal de l'application. L'exécution de ce script lance l'interface graphique et initialise la simulation.
- **build_exe.py** : Script utilitaire qui automatise le processus de compilation de l'application en un fichier exécutable autonome (`.exe`) pour Windows, en utilisant l'outil `PyInstaller`.
- **requirements.txt** : Fichier essentiel qui liste toutes les bibliothèques Python externes nécessaires au projet (ex : `CoolProp`, `numpy`, `matplotlib`). Il permet de recréer un environnement de développement identique et fonctionnel via une simple commande.
- **Fichiers .md** : Ensemble de fichiers de documentation au format Markdown qui décrivent le contexte scientifique (`context.md`), l'utilisation de l'interface (`UI_USAGE.md`) et la procédure de build (`BUILD_README.md`).

Cette organisation rigoureuse sépare les préoccupations (*separation of concerns*), ce qui est une pratique exemplaire en génie logiciel.

10.2 Architecture modulaire

10.2.1 Une approche modulaire et fiable

Au cœur du simulateur se trouve une architecture logicielle rigoureuse, conçue pour garantir la fiabilité des calculs, la maintenabilité du code et son évolutivité future. Cette architecture repose sur deux

principes fondamentaux : la modularité via le patron de conception **Modèle-Vue-Contrôleur (MVC)** et l'assurance de la **cohérence des opérations**, une philosophie inspirée des principes ACID (Atomicité, Consistance, Isolation, Durabilité) du monde des bases de données.

L'idée est de traiter chaque calcul de composant comme une transaction fiable : une opération qui est **atomique** (elle réussit complètement ou échoue sans altérer le système), qui préserve la **consistance** des lois thermodynamiques, et qui s'exécute en **isolation** des autres composants.

Pour ce faire, chaque composant physique du cycle frigorifique est encapsulé dans son propre module logiciel indépendant. Le projet est ainsi décomposé en :

- Module **Pompe** (`pump/`)
- Module **Générateur** (`generator/`)
- Module **Éjecteur** (`ejector/`)
- Module **Condenseur** (`condenser/`)
- Module **Détendeur** (`expansion_valve/`)
- Module **Évaporateur** (`evaporator/`)

Chacun de ces modules respecte scrupuleusement le pattern MVC, dont nous allons détailler l'implémentation à travers l'étude d'un cas concret.

10.2.2 Étude de cas : Le module du Détendeur (*Expansion Valve*)

Le module du détendeur, de par sa simplicité physique (processus isenthalpique), est un exemple parfait pour illustrer l'application de l'architecture MVC.

Le Modèle (`model.py`)

Le fichier `src/app_r718/modules/expansion_valve/model.py` contient la classe `ExpansionValveModel`. Son unique responsabilité est d'exécuter la logique métier. Il expose une méthode principale, typiquement `simulate(state_in, P_out)`, qui :

1. Prend en entrée un état thermodynamique initial (`state_in`) et une pression de sortie (`P_out`).
2. Effectue le calcul de la détente à enthalpie constante ($h_{out} = h_{in}$). Pour cela, il s'appuie sur la bibliothèque `CoolProp` pour déterminer le nouvel état thermodynamique à la pression `P_out` et à l'enthalpie `state_in.h`.
3. Retourne un nouvel objet représentant l'état de sortie (`state_out`).

Ce modèle est totalement agnostique de l'interface; il pourrait être utilisé dans un script, une API web ou une application de bureau sans aucune modification.

La Vue (`view.py`)

La vue est double. D'une part, une vue console permet un usage en mode script pour les tests. D'autre part, la classe `ExpansionValveTkView` dans `view.py` définit l'interface graphique. Elle hérite d'une fenêtre `Tkinter` et contient :

- Des widgets de saisie (`Entry`) pour les paramètres d'entrée (Pression, Température).
- Un bouton "Simuler" qui déclenchera le calcul.
- Des zones de texte (`Label`) pour afficher les résultats de manière formatée.
- Une zone de dessin (`canvas`) `Matplotlib` pour tracer le diagramme P-h de la transformation.

La vue ne fait qu'afficher des informations et capturer les actions de l'utilisateur, qu'elle transmet au contrôleur.

Le Contrôleur (`controller.py`)

Le fichier `controller.py` est le chef d'orchestre. La classe `Controller` est initialisée au lancement du module et effectue les actions suivantes :

1. Elle instancie le Modèle et la Vue.
2. Elle lie l'action du bouton "Simuler" de la Vue à une de ses méthodes (par exemple, `run_simulation`).
3. Lorsque `run_simulation` est appelée, le contrôleur récupère les valeurs saisies dans la Vue.
4. Il appelle la méthode `simulate()` du Modèle en lui passant ces valeurs.
5. Une fois que le Modèle retourne l'état de sortie, le contrôleur appelle les méthodes de la Vue pour mettre à jour les champs de résultats et redessiner le graphique.

Ce flux de contrôle unidirectionnel (Vue → Contrôleur → Modèle → Contrôleur → Vue) garantit que la logique métier reste isolée et que l'interface utilisateur est toujours une représentation fidèle de l'état du modèle.

10.3 Protocole d'échange

L'architecture modulaire présentée précédemment ne peut être efficace sans un protocole de communication standardisé et fiable entre les différents modules. Si chaque module devait gérer manuellement les propriétés thermodynamiques, le risque d'incohérence, d'erreurs d'approximation et de duplication de code serait immense. Pour pallier ce problème, un protocole d'échange robuste a été mis en place, formant le véritable moteur de calcul du simulateur. Il repose sur deux classes fondamentales du répertoire `core/` : `ThermoState` et `PropsService`.

10.3.1 La classe ThermoState : Le "Passeport" Thermodynamique

La classe `ThermoState` est l'objet de communication standardisé. Elle agit comme un "passeport" qui représente l'état complet du fluide de travail (R718) à un point précis du cycle. Plutôt que de manipuler une multitude de variables indépendantes (pression, température, etc.), les modules s'échangent une unique instance de `ThermoState`.

Sa structure peut être conceptualisée comme suit (voir figure 10.2) :

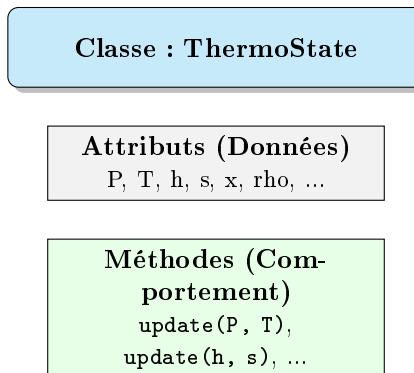


FIGURE 10.2 – Structure de la classe `ThermoState`

- **Les Attributs** : Ils stockent les propriétés thermodynamiques fondamentales du fluide : Pression (P), Température (T), Enthalpie (h), Entropie (s), Titre de vapeur (x), Masse volumique (rho), etc.
- **Les Méthodes** : Elles constituent l'interface publique pour mettre à jour l'état. Par exemple, une méthode `update(P, T)` permet de recalculer toutes les autres propriétés à partir d'une pression et d'une température données.

Le rôle de `ThermoState` est donc de garantir l'intégrité et la cohérence d'un état. Dès qu'une de ses méthodes de mise à jour est appelée, l'objet devient responsable de recalculer en interne l'ensemble de ses attributs pour qu'ils soient physiquement consistants. Mais comment réalise-t-il ces calculs ? Il ne les fait pas lui-même ; il les délègue.

10.3.2 La classe PropsService : La Source de Vérité Unique

La classe `PropsService` est un service implémenté selon le patron de conception *Singleton*, ce qui signifie qu'il n'existe qu'une seule et unique instance de ce service dans toute l'application. Son rôle est d'agir comme une passerelle centralisée et exclusive vers la bibliothèque de calcul thermodynamique `CoolProp`.

Aucun autre composant de l'application n'a le droit d'appeler `CoolProp` directement. Cette centralisation est cruciale car elle garantit que tous les calculs, où qu'ils soient dans l'application, sont effectués de la même manière et avec la même configuration.

10.3.3 Interaction et fonctionnement du moteur

Le génie de ce protocole réside dans l'interaction entre ThermoState et PropsService. Le flux de travail est le suivant (voir figure 10.3) :

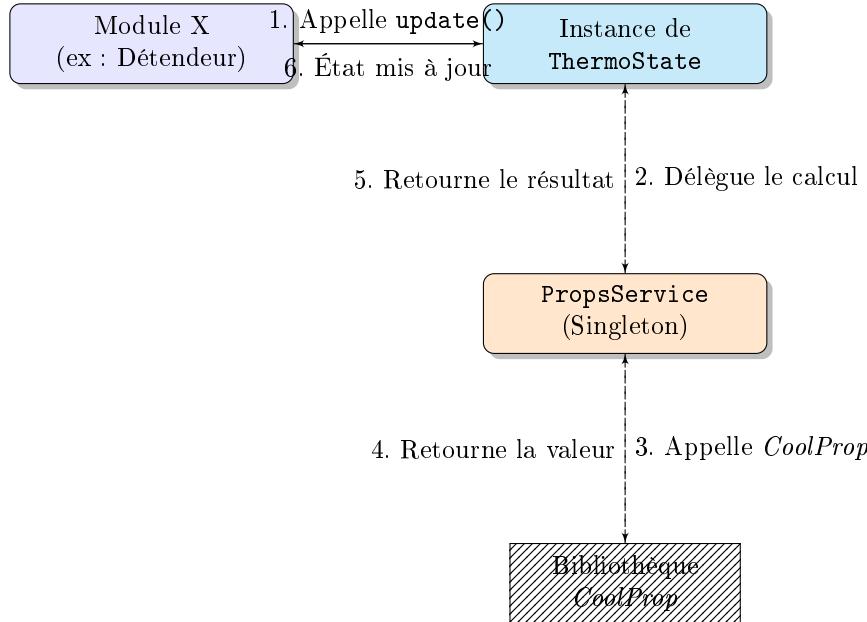


FIGURE 10.3 – Flux d’interaction entre ThermoState et PropsService

1. Un module (par exemple, le modèle du détendeur) a besoin de calculer un nouvel état. Il appelle une méthode de son objet `ThermoState`, par exemple `state.update(P=1227, h=420000)`.
2. L’instance de `ThermoState` ne fait aucun calcul elle-même. Elle transmet immédiatement la demande à l’instance unique de `PropsService`.
3. `PropsService` traduit cette demande en un appel spécifique à la bibliothèque `CoolProp`.
4. `CoolProp` effectue le calcul complexe et retourne la valeur brute.
5. Le service reçoit la réponse et la renvoie à l’objet `ThermoState`.
6. L’objet `ThermoState` met à jour ses attributs internes. Le module dispose maintenant d’un objet d’état parfaitement cohérent, prêt à être utilisé ou transmis au module suivant.

Ensemble, `ThermoState` et `PropsService` forment un moteur de calcul thermodynamique robuste qui garantit la **consistance**, l'**intégrité** et la **fiabilité** des données à travers toute la simulation, tout en masquant la complexité de la bibliothèque sous-jacente.

10.4 Points d’entrée et Interface Principale

Un point d’entrée est le "lieu" par lequel l’exécution d’un programme commence. Dans le cas de notre simulateur, une attention particulière a été portée à la flexibilité du lancement, tout en guidant l’utilisateur vers une interface d’accueil claire et fonctionnelle qui sert de hub central pour accéder aux différents modules de simulation.

10.4.1 Les mécanismes de lancement

L’application a été conçue pour être lancée de deux manières conventionnelles en Python, offrant ainsi une flexibilité d’usage que ce soit en phase de développement ou d’utilisation finale :

1. **Lancement via le script principal (`main.py`)** : La commande `python main.py` exécute le script situé à la racine du projet. Ce fichier contient le bloc standard `if __name__ == "__main__":`, qui est la porte d’entrée conventionnelle pour une application Python. Son rôle est simple : importer la classe de l’application principale et l’exécuter.

2. **Lancement en tant que module** (`python -m src.app_r718`) : Cette méthode, plus robuste pour les projets packagés, utilise le fichier `__main__.py` situé à l'intérieur du package `src/app_r718`. L'interpréteur Python exécute le contenu de ce fichier lorsque le package lui-même est appelé. Cela permet de lancer l'application sans se soucier du répertoire courant, ce qui est une pratique recommandée.

Dans les deux cas, le code exécuté est fonctionnellement identique : il instancie et lance la fenêtre principale de l'application.

10.4.2 L'interface d'accueil : La classe MainApp

Quelle que soit la méthode de lancement, l'utilisateur est accueilli par la fenêtre principale, gérée par la classe `MainApp` définie dans `src/app_r718/ui/app.py`. Cette fenêtre sert de tableau de bord central, à partir duquel l'utilisateur peut choisir quel composant du cycle frigorifique il souhaite simuler.

L'interface est volontairement épurée pour guider l'utilisateur. Elle se compose d'un titre et d'une série de boutons, chacun correspondant à un module de simulation (voir figure 10.4).



FIGURE 10.4 – Interface principale de l'application MainApp

10.4.3 Fonctionnement et flux de contrôle

Le fonctionnement de cette interface d'accueil est direct et illustre bien le rôle d'un contrôleur central :

1. **Initialisation** : Au lancement, la classe `MainApp` construit la fenêtre `Tkinter` et y place les différents boutons. Chaque bouton est immédiatement lié à une méthode de rappel (une "callback"). Par exemple, le bouton "Détendeur" est lié à une méthode comme `self.open_expansion_valve_module`.
2. **Action de l'utilisateur** : L'utilisateur clique sur l'un des boutons, par exemple "Détendeur".
3. **Réponse du contrôleur** : L'événement de clic déclenche l'appel de la méthode `open_expansion_valve_module`.
4. **Instanciation du module** : Cette méthode a pour unique responsabilité d'importer et d'instancier le contrôleur spécifique au module du détendeur (c'est-à-dire `expansion_valve.controller.Controller`).
5. **Passage de relais** : Une fois le contrôleur du module instancié, celui-ci prend le relais. Il devient responsable de créer sa propre fenêtre de simulation (sa Vue), d'afficher ses propres widgets et de gérer ses propres calculs, comme décrit dans la section sur l'architecture modulaire.

La fenêtre principale agit donc comme un "aiguilleur" : elle ne réalise aucun calcul thermodynamique mais se contente de déléguer la responsabilité au sous-système approprié en fonction de l'interaction de l'utilisateur.

10.5 Validation par les Tests Unitaires

Dans un projet de simulation numérique, la confiance dans les résultats produits est primordiale. Une simple erreur de code peut invalider l'ensemble d'une étude scientifique. Pour cette raison, une stratégie de validation rigoureuse basée sur des tests unitaires a été mise en place. L'objectif n'est pas de tester l'application dans son ensemble, mais de vérifier de manière chirurgicale et isolée que chaque brique de logique métier — chaque modèle physique — se comporte exactement comme attendu.

10.5.1 Le choix de pytest et la philosophie de test

Le framework `pytest` a été choisi pour sa simplicité et sa puissance. Il automatise la découverte et l'exécution des tests contenus dans le répertoire `test/`, en recherchant les fichiers nommés `test_*.py`.

La philosophie de test adoptée est de se concentrer exclusivement sur la validation des **Modèles** de l'architecture MVC. L'interface graphique (la Vue) et la logique de coordination (le Contrôleur) sont volontairement exclues du périmètre de ces tests. En effet, la validité scientifique du simulateur réside dans la justesse des calculs thermodynamiques, qui sont entièrement contenus dans les modèles.

Le diagramme suivant illustre ce principe : le script de test interagit directement avec le Modèle, court-circuitant le reste de l'application (voir figure 10.5).

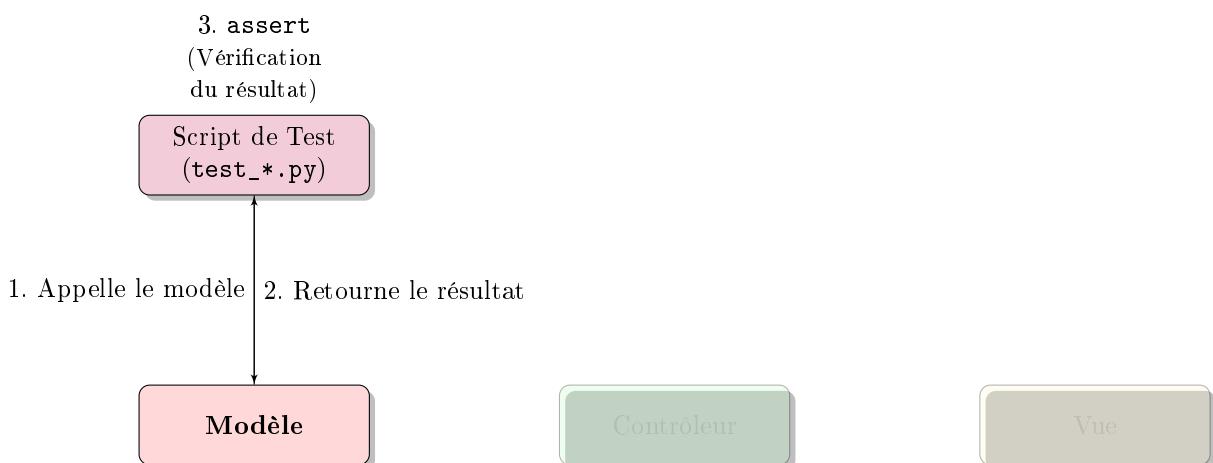


FIGURE 10.5 – Diagramme illustrant le principe de test unitaire

10.5.2 Structure et écriture d'un test : l'approche "Arrange-Act-Assert"

Chaque test est écrit en suivant le patron de conception classique *Arrange-Act-Assert* (AAA), qui structure le test en trois étapes claires. Prenons l'exemple d'un test pour le module du détendeur (`test/test_expansion_valve.py`).

- 1. Arrange (Préparer)** : La première étape consiste à mettre en place toutes les conditions initiales nécessaires pour le test. Cela inclut l'instanciation du modèle à tester et la création d'un objet `ThermoState` d'entrée avec des propriétés thermodynamiques connues et contrôlées.

```
# ARRANGE
model = ExpansionValveModel()
state_in = ThermoState()
state_in.update(P=1e6, T=308.15) # P=10 bar, T=35°C
P_out = 1.227e6 # Pression de sortie cible
```

- 2. Act (Agir)** : Cette étape consiste à exécuter l'action que l'on souhaite tester. Dans notre cas, il s'agit d'appeler la méthode `simulate` du modèle avec les objets préparés à l'étape précédente.

```
# ACT
state_out = model.simulate(state_in, P_out)
```

3. Assert (Vérifier) : C'est l'étape de validation. On utilise une ou plusieurs instructions `assert` pour vérifier que le résultat obtenu est conforme à ce qui est attendu. Pour un détendeur, on doit vérifier la conservation de l'enthalpie, qui est la loi physique fondamentale de ce composant.

```
# ASSERT
assert state_out.P == P_out
assert state_out.h == pytest.approx(state_in.h)
```

L'utilisation de `pytest.approx()` est cruciale ici, car elle permet de comparer des nombres à virgule flottante avec une tolérance, évitant ainsi les échecs de test dus à des imprécisions de calcul infimes.

Cette approche, appliquée à chaque module, permet de construire un filet de sécurité robuste. Avant chaque modification majeure du code, l'exécution de la suite de tests complète via la commande `pytest -v` garantit qu'aucune régression n'a été introduite et que les fondations scientifiques du simulateur restent intactes.

10.6 Outils et Environnement de Développement

La robustesse d'un projet logiciel ne dépend pas seulement de son architecture, mais aussi de la qualité et de la standardisation de son outillage. Ce projet s'appuie sur des standards modernes de l'écosystème Python pour définir sa configuration, gérer ses dépendances et assurer sa reproductibilité.

10.6.1 Le fichier de configuration central : `pyproject.toml`

Conformément aux recommandations actuelles de la communauté Python (PEP 518), le fichier `pyproject.toml` sert de point de configuration centralisé pour l'ensemble du projet. Il remplace les anciens fichiers de configuration dispersés (comme `setup.py` ou `requirements.txt` dans certains usages) et déclare de manière unifiée :

- Les métainformations du projet (nom, version, auteur).
- Le système de build utilisé.
- Les dépendances de production et de développement.

10.6.2 Les dépendances du projet

Le contenu du fichier `pyproject.toml` spécifie les bibliothèques externes sur lesquelles le simulateur s'appuie pour fonctionner.

```
[project]
dependencies = [
    "coolprop",
    "numpy",
    "scipy",
    "matplotlib",
]
```

Listing 10.1 – Extrait des dépendances dans `pyproject.toml`

Chaque dépendance joue un rôle critique :

- **CoolProp** : La bibliothèque fondamentale pour tous les calculs de propriétés thermodynamiques. Elle garantit la précision scientifique des données pour le fluide R718.
- **NumPy** : Essentielle pour les calculs numériques, notamment la manipulation de tableaux et les opérations mathématiques vectorielles, offrant des performances élevées.
- **SciPy** : Utilisée pour des fonctions scientifiques plus avancées, comme la recherche de racines ou l'optimisation, qui peuvent être nécessaires dans les modèles physiques complexes.
- **Matplotlib** : La bibliothèque de visualisation de données, utilisée pour générer les diagrammes P-h et autres graphiques directement dans l'interface utilisateur.

L'interface graphique elle-même s'appuie sur **Tkinter**, qui a l'avantage d'être incluse dans la bibliothèque standard de Python et ne nécessite donc pas d'être déclarée comme une dépendance externe.

10.6.3 Outils de développement

Pour assurer la qualité du code, des outils spécifiques au développement sont également définis, notamment :

- **Pytest** : Le framework de test utilisé pour la validation unitaire de chaque modèle, comme détaillé dans la section précédente.

Pour une analyse plus approfondie justifiant le choix de ces technologies et des patrons d'architecture, le lecteur est invité à consulter l'**Annexe B**, qui détaille les avantages et les compromis liés à l'utilisation de l'architecture MVC, des principes ACID, ainsi que des bibliothèques Matplotlib, CoolProp et Tkinter dans le contexte de ce projet.

Résumé du chapitre

Ce chapitre a présenté en détail l'architecture logicielle et le fonctionnement interne du simulateur. Partant de l'**arborescence du projet**, qui sépare clairement le code source, les tests et la documentation, nous avons exploré l'**architecture modulaire** basée sur le patron de conception MVC. Cette approche garantit la séparation des responsabilités entre la logique métier (Modèle), l'interface (Vue) et la coordination (Contrôleur).

Nous avons ensuite analysé le **protocole d'échange**, un duo de classes composé de `ThermoState` et `PropsService`, qui agit comme un moteur de calcul fiable en standardisant la communication et en centralisant l'accès aux propriétés thermodynamiques. Les **points d'entrée** de l'application et le fonctionnement de l'interface d'accueil ont été décrits, montrant comment l'utilisateur est guidé vers les différents modules.

La stratégie de **validation par les tests unitaires** a été mise en avant, démontrant comment la fiabilité de chaque modèle physique est assurée de manière isolée via le framework `pytest`. Enfin, la section a conclu sur les **outils et dépendances** définis dans le fichier `pyproject.toml`, qui constituent le socle technique de l'environnement de développement et de production.

Chapitre 11

Modélisation des composants

Ce chapitre présente en détail la modélisation physique et mathématique de chaque composant du cycle frigorifique à éjecteur utilisant l'eau (R718) comme fluide de travail. Pour chaque composant, nous décrivons le rôle dans le système, le modèle mathématique retenu, les hypothèses simplificatrices, les équations implémentées, l'algorithme de résolution, la structure du code Python ainsi que les contrôles de cohérence associés.

La convention de numérotation des états thermodynamiques adoptée est la suivante (figure 11.1) :

- 1 → 2 : Détendeur (détente isenthalpique)
- 2 → 3 : Évaporateur (évaporation)
- 3 → 4 : Chambre de mélange de l'éjecteur (aspiration secondaire)
- 4 → 5 : Diffuseur de l'éjecteur (compression subsonique)
- 5 → 6 : Condenseur (condensation)
- 1 → 7 : Pompe (compression du liquide)
- 7 → 8 : Chaudière solaire (chauffage et vaporisation)
- 8 → 4 : Tuyère de l'éjecteur (expansion supersonique du primaire)

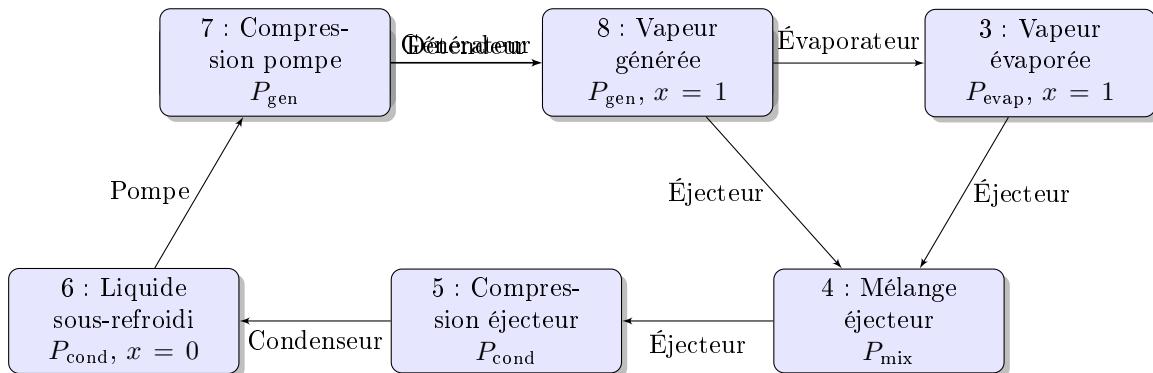


FIGURE 11.1 – Convention de numérotation des états thermodynamiques du cycle frigorifique à éjecteur

L'état 1 constitue le point de bifurcation du cycle : liquide saturé à la pression de condensation (P_{cond} , $x_1 = 0$). De ce point, le fluide se divise entre la branche froide basse pression (1 → 2 → 3) et la branche chaude haute pression (1 → 7 → 8). Les deux branches convergent dans l'éjecteur (état 4), puis le fluide traverse le condenseur (5 → 6) pour revenir à l'état 1.

Toutes les propriétés thermodynamiques sont calculées par la bibliothèque *CoolProp* via le service centralisé *PropsService* (patron Singleton). Les états sont transportés entre les modules sous forme d'objets *ThermoState* contenant les grandeurs P , T , h , s , x et ρ .

11.1 Le Détendeur (*Expansion Valve*)

11.1.1 Rôle dans le système

Le détendeur réalise la transformation 1 → 2. Il abaisse la pression du fluide depuis la pression de condensation P_{cond} jusqu'à la pression d'évaporation P_{evap} , sans échange de travail ni de chaleur avec l'extérieur. En sortie, le fluide se retrouve dans un état diphasique à basse pression, prêt à absorber de la chaleur dans l'évaporateur.

11.1.2 Modèle mathématique retenu

Le modèle retenu est la **détente isenthalpique**, complétée par un **modèle d'orifice optionnel** permettant d'estimer le débit massique.

11.1.3 Hypothèses

1. Processus adiabatique : aucun échange de chaleur avec l'environnement.
2. Transformation isenthalpique : l'enthalpie se conserve ($h_2 = h_1$).
3. Aucun travail échangé.
4. Régime permanent et écoulement unidimensionnel.
5. Le modèle d'orifice suppose un fluide incompressible en amont.

11.1.4 Équations utilisées

Conservation de l'enthalpie :

$$h_2 = h_1 \quad (11.1)$$

L'état de sortie est entièrement déterminé par le couple $(P_2, h_2) = (P_{\text{evap}}, h_1)$, à partir duquel *CoolProp* calcule T_2 , s_2 , x_2 et ρ_2 .

Modèle d'orifice (optionnel) :

$$\dot{m} = C_d \cdot A \cdot \sqrt{2 \rho_1 \cdot \Delta P} \quad (11.2)$$

où :

- C_d : coefficient de décharge (par défaut $C_d = 0,8$, $0 < C_d \leq 1$),
- A : aire de l'orifice [m^2] (par défaut $A = 10^{-6} \text{ m}^2$),
- ρ_1 : masse volumique à l'entrée [kg/m^3],
- $\Delta P = P_1 - P_2$: différence de pression [Pa].

11.1.5 Algorithme d'implémentation

1. Vérifier que l'état d'entrée `state1` est initialisé.
2. Initialiser les drapeaux de diagnostic.
3. Vérifier si $P_{\text{out}} < 1100 \text{ Pa}$ (alerte vide poussé pour R718).
4. Calculer $\Delta P = P_1 - P_{\text{out}}$ et vérifier $\Delta P > 0$.
5. Créer l'état de sortie `state2` via `update_from_PH(P_{out}, h_1)`.
6. Vérifier si l'état de sortie est diphasique ($x_2 \neq \text{None}$).
7. Si le modèle d'orifice est activé, calculer \dot{m} via l'équation (11.2).
8. Retourner le résultat `ExpansionValveResult`.

11.1.6 Structure du code Python

Le module est situé dans `src/app_r718/modules/expansion_valve/`. La classe `ExpansionValveModel` est initialisée avec les paramètres du modèle d'orifice (`use_orifice_flow`, C_d , A). La méthode principale `solve(state1, P_out)` retourne un objet `ExpansionValveResult` contenant :

- `state2` : l'objet `ThermoState` de sortie,
- `m_dot` : le débit massique (si le modèle d'orifice est activé),
- `flags` : dictionnaire de drapeaux diagnostiques.

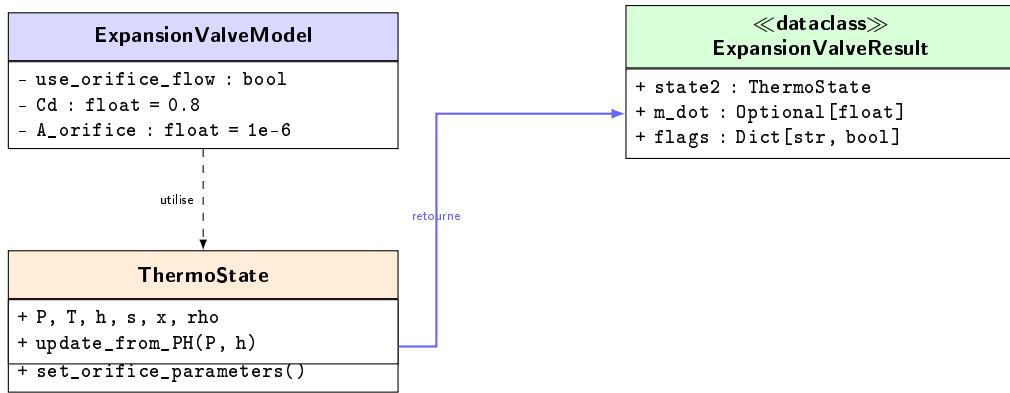


FIGURE 11.2 – Diagramme de classes du module Détendeur

11.1.7 Flags et contrôles de cohérence associés

Flag	Signification
<code>deep_vacuum_warning</code>	$P_{\text{out}} < 1100 \text{ Pa}$: pression proche du vide poussé
<code>two_phase_outlet</code>	L'état de sortie est diphasique ($x_2 \in [0, 1]$)
<code>invalid_delta_p</code>	$\Delta P \leq 0$: pas de chute de pression

TABLE 11.1 – Drapeaux diagnostiques du module détendeur

11.1.8 Limites du modèle

- Le processus isenthalpique est une idéalisation. En pratique, de légères pertes de chaleur existent.
- Le modèle d'orifice suppose un écoulement incompressible monophasique en amont, ce qui n'est pas toujours vérifié pour R718 aux très basses pressions.
- Le comportement critique (cavitation, dégazage) n'est pas modélisé.

11.2 L'Évaporateur

11.2.1 Rôle dans le système

L'évaporateur réalise la transformation 2 → 3. Il absorbe la chaleur du milieu à refroidir pour vaporiser le fluide diphasique provenant du détendeur. En sortie, le fluide est sous forme de vapeur saturée (ou légèrement surchauffée) à la pression d'évaporation P_{evap} .

11.2.2 Modèle mathématique retenu

Le modèle retenu couple un **bilan énergétique massique** à un **modèle d'échangeur de chaleur** basé sur la différence de température logarithmique moyenne (DTLM).

11.2.3 Hypothèses

1. Évaporation à pression constante (P_{evap}).
2. Régime permanent, écoulement unidimensionnel.
3. L'état de sortie est vapeur saturée ($x_3 = 1$) ou vapeur surchauffée si une surchauffe ΔT_{sh} est spécifiée.
4. La température de saturation T_{sat} est supposée constante sur toute la surface d'échange côté réfrigérant.
5. Le fluide externe (eau glacée) évolue de $T_{\text{ext,in}}$ à $T_{\text{ext,out}}$.

11.2.4 Équations utilisées

Bilan d'énergie massique :

$$Q_{\text{mass}} = \dot{m}_{\text{sec}} \cdot (h_3 - h_2) \quad (11.3)$$

Modèle d'échangeur de chaleur :

$$Q_{KA} = K \cdot A \cdot \Delta T_{\text{lm}} \quad (11.4)$$

Différence de température logarithmique moyenne (DTLM) :

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (11.5)$$

avec :

$$\Delta T_1 = T_{\text{ext,in}} - T_{\text{sat}} \quad (11.6)$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{ext,out}} - T_{\text{sat}} \quad (11.7)$$

Lorsque $\Delta T_1 \approx \Delta T_2$ ($|\Delta T_1 - \Delta T_2| < 10^{-6}$), l'expression dégénère et la DTLM est remplacée par $\Delta T_{\text{lm}} = \Delta T_1$.

Écart relatif entre les deux méthodes :

$$\delta_{\text{rel}} = \frac{|Q_{\text{mass}} - Q_{KA}|}{\max(|Q_{\text{mass}}|, \varepsilon)} \quad (11.8)$$

où $\varepsilon = 1,0$ W pour éviter la division par zéro.

11.2.5 Algorithme d'implémentation

1. Calculer T_{sat} à P_{evap} via `PropsService.Tsat_P`.
2. Construire l'état de sortie `state3` :
 - si surchauffe : `update_from_PT(P_{\text{evap}}, T_{\text{sat}} + \Delta T_{\text{sh}})`,
 - sinon : `update_from_PX(P_{\text{evap}}, 1,0)`.
3. Vérifier $h_3 > h_2$ (évaporation complète).
4. Calculer Q_{mass} (éq. 11.3).
5. Calculer la DTLM (éq. 11.5) et Q_{KA} (éq. 11.4).
6. Calculer l'écart relatif δ_{rel} (éq. 11.8).
7. Retourner `EvaporatorResult`.

11.2.6 Structure du code Python

La classe `EvaporatorModel` est définie dans `src/app_r718/modules/evaporator/model.py`. Elle utilise le service `PropsService` (obtenu via `get_props_service()`) pour les calculs de saturation. La méthode `solve` prend en paramètres l'état d'entrée `state2`, le débit massique \dot{m} , la pression d'évaporation P_{evap} , les caractéristiques de l'échangeur (K, A), les températures du fluide externe ($T_{\text{ext,in}}, T_{\text{ext,out}}$) et la surchauffe optionnelle ΔT_{sh} .

Le résultat est encapsulé dans un objet `EvaporatorResult` contenant : `state3`, Q_{mass} , Q_{KA} , δ_{rel} et les drapeaux.

11.2.7 Flags et contrôles de cohérence associés

11.2.8 Limites du modèle

- La température de saturation est supposée uniforme côté réfrigérant, ce qui est une simplification pour un échangeur réel à changement de phase.
- Le coefficient d'échange global K est un paramètre fixé et non calculé à partir de corrélations d'ébullition en film.
- Le modèle ne résout pas le profil de température le long de l'échangeur (modèle 0D).

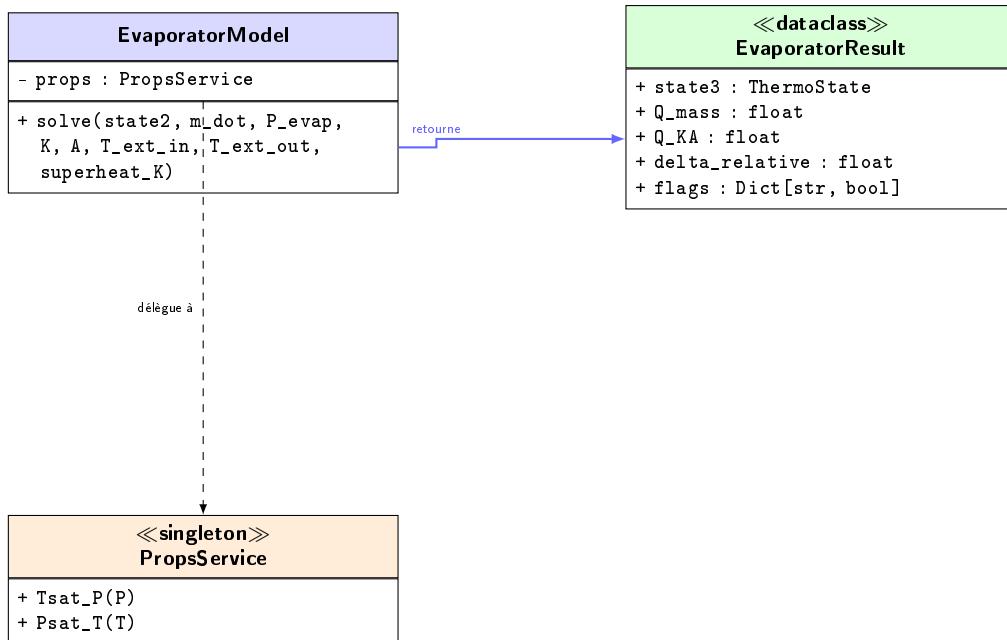


FIGURE 11.3 – Diagramme de classes du module Évaporateur

Flag	Signification
incomplete_evaporation	$h_3 \leq h_2$: l'énergie de sortie est insuffisante
negative_heat_transfer	$Q_{\text{mass}} \leq 0$ ou $Q_{KA} \leq 0$
invalid_LMTD	$\Delta T_1 \leq 0$ ou $\Delta T_2 \leq 0$: profil de température incohérent
thermal_mismatch	$\delta_{\text{rel}} > 5\%$: désaccord entre Q_{mass} et Q_{KA}

TABLE 11.2 – Drapeaux diagnostiques du module évaporateur

11.3 L'Éjecteur

L'éjecteur est le composant central et le plus complexe du cycle. Il réalise simultanément les transformations 8 → 4 (tuyère primaire), 3 → 4 (aspiration secondaire) et 4 → 5 (diffuseur). Deux modèles sont implémentés : un modèle thermodynamique simplifié (V1) et un modèle compressible avec onde de choc normale (V2). Le modèle V2 est utilisé par défaut.

11.3.1 Rôle dans le système

L'éjecteur utilise l'énergie cinétique du fluide primaire haute pression (vapeur issue de la chaudière, état 8) pour entraîner et comprimer le fluide secondaire basse pression (vapeur issue de l'évaporateur, état 3). Il se substitue typiquement au compresseur mécanique des cycles classiques. Le rapport d'entraînement μ est le paramètre clé :

$$\mu = \frac{\dot{m}_{\text{sec}}}{\dot{m}_{\text{pri}}} \quad (11.9)$$

11.3.2 Modèle mathématique retenu

Modèle V1 : Approche thermodynamique simplifiée

Le modèle V1 (`model.py`) utilise une approche à rendements de composants (tuyère, diffuseur) avec estimation de la pression de mélange par moyenne géométrique et calcul du rapport d'entraînement par optimisation.

Modèle V2 : Écoulement compressible 1D avec onde de choc (`model_v2.py`)

Le modèle V2 est une extension majeure qui introduit :

- Le calcul des nombres de Mach dans la tuyère et la chambre de mélange,

- La détection du blocage sonique (*choking*),
- La modélisation de l'onde de choc normale via les **relations de Rankine-Hugoniot**,
- Le calcul du saut d'entropie à travers le choc,
- L'identification du régime d'écoulement (subsonique, critique, supersonique).

11.3.3 Hypothèses

1. Régime permanent, écoulement unidimensionnel (1D).
2. Processus adiabatique (pas d'échange de chaleur avec l'extérieur).
3. La vapeur d'eau est approximée comme un gaz parfait avec $\gamma = 1,33$ et $R_{sp} = 461,5 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$.
4. Les rendements isentropiques de la tuyère (η_{tuy}), du diffuseur (η_{diff}) et du mélange (η_{mix}) sont des paramètres imposés (défauts : $\eta_{tuy} = 0,85$, $\eta_{diff} = 0,85$, $\eta_{mix} = 1,0$).
5. Le nombre de Mach maximal d'entrainement est limité à $\mu_{max} = 5,0$.
6. La vitesse du fluide secondaire à l'entrée est supposée faible ($c_{sec} \approx 10 \text{ m/s}$).

11.3.4 Équations utilisées

Tuyère primaire (état 8 → sortie tuyère)

Vitesse du son (gaz parfait) :

$$a = \sqrt{\gamma \cdot R_{sp} \cdot T} \quad (11.10)$$

Nombre de Mach :

$$M = \frac{c}{a} \quad (11.11)$$

Rapport de pression critique (blocage sonique) :

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (11.12)$$

Le blocage sonique est détecté lorsque $P_{mix}/P_8 < P^*/P_0$.

Nombre de Mach à partir du rapport de pressions isentropique :

$$M^2 = \frac{2}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (11.13)$$

Détente réelle dans la tuyère :

$$h_{tuy,is} = h_{PS}(P_{mix}, s_8) \quad (11.14)$$

$$h_{tuy} = h_8 - \eta_{tuy} (h_8 - h_{tuy,is}) \quad (11.15)$$

Vitesse en sortie de tuyère (conservation de l'énergie) :

$$c_{pri} = \sqrt{2(h_8 - h_{tuy})} \quad (11.16)$$

Chambre de mélange (bilan de quantité de mouvement et d'énergie)

Conservation de la quantité de mouvement :

$$\dot{m}_{pri} \cdot c_{pri} + \dot{m}_{sec} \cdot c_{sec} = (\dot{m}_{pri} + \dot{m}_{sec}) \cdot c_{mix} \quad (11.17)$$

Conservation de l'énergie (enthalpie de stagnation) :

$$h_{mix,stagn} = \frac{\dot{m}_{pri} \cdot h_{tuy} + \dot{m}_{sec} \cdot h_3}{\dot{m}_{pri} + \dot{m}_{sec}} \quad (11.18)$$

Enthalpie statique du mélange :

$$h_{mix,stat} = h_{mix,stagn} - \frac{c_{mix}^2}{2} \quad (11.19)$$

La pression de mélange P_{mix} est estimée par la moyenne géométrique :

$$P_{\text{mix}} = \sqrt{P_{\text{evap}} \cdot P_{\text{cond}}} \quad (11.20)$$

bornée par $P_{\text{evap}} \cdot 1,01 \leq P_{\text{mix}} \leq P_{\text{cond}} \cdot 0,99$.

Le rapport d'entraînement μ est déterminé par optimisation numérique (méthode `minimize_scalar` de *SciPy*, bornes $[0; 3]$) en minimisant le travail de compression dans le diffuseur, ce qui correspond physiquement à la meilleure récupération de pression.

Onde de choc normale (Rankine-Hugoniot)

Si le nombre de Mach du mélange dépasse le seuil $M_{\text{mix}} > 1 + 10^{-6}$, une onde de choc normale se forme. Les relations de Rankine-Hugoniot sont appliquées :

Rapport de pressions à travers le choc :

$$\frac{P_{\text{ap}}}{P_{\text{av}}} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (M_{\text{av}}^2 - 1) \quad (11.21)$$

Nombre de Mach en aval du choc :

$$M_{\text{ap}}^2 = \frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{\text{av}}^2}{\gamma M_{\text{av}}^2 - \frac{\gamma - 1}{2}} \quad (11.22)$$

Rapport de masse volumique :

$$\frac{\rho_{\text{ap}}}{\rho_{\text{av}}} = \frac{(\gamma + 1) M_{\text{av}}^2}{2 + (\gamma - 1) M_{\text{av}}^2} \quad (11.23)$$

Rapport de températures :

$$\frac{T_{\text{ap}}}{T_{\text{av}}} = \frac{P_{\text{ap}}/P_{\text{av}}}{\rho_{\text{ap}}/\rho_{\text{av}}} \quad (11.24)$$

Saut d'entropie (gaz parfait) :

$$\Delta s_{\text{choc}} = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_{\text{ap}}}{T_{\text{av}}}\right) - R_{\text{sp}} \cdot \ln\left(\frac{P_{\text{ap}}}{P_{\text{av}}}\right) \quad (11.25)$$

avec $c_p = \frac{\gamma \cdot R_{\text{sp}}}{\gamma - 1}$.

L'enthalpie de stagnation est conservée à travers le choc ($h_{\text{ap}} = h_{\text{av}}$). Après le calcul idéal (gaz parfait), le saut d'entropie est recalculé à partir des états *CoolProp* réels pour assurer la cohérence thermodynamique. Le deuxième principe est vérifié : $\Delta s > 0$.

Diffuseur (compression subsonique, état 4 → 5)

Compression isentropique :

$$h_{5,\text{is}} = h_{\text{PS}}(P_{\text{cond}}, s_{\text{mix}}) \quad (11.26)$$

Compression réelle :

$$h_5 = h_{\text{mix}} + \frac{h_{5,\text{is}} - h_{\text{mix}}}{\eta_{\text{diff}}} \quad (11.27)$$

L'état de sortie est obtenu par `update_from_PH(P_{\text{cond}}, h_5)`.

11.3.5 Algorithme d'implémentation (V2)

1. Valider les rendements ($0 < \eta \leq 1$) ; en cas de valeur invalide, utiliser les défauts.
2. Valider la hiérarchie des pressions : $P_{\text{sec}} < P_{\text{cond}} < P_{\text{pri}}$.
3. Estimer P_{mix} par la moyenne géométrique.
4. **Tuyère** : Expansion isentropique de l'état 8 à P_{mix} , appliquer η_{tuy} , calculer c_{pri} et M_{tuy} .
5. **Secondaire** : Initialiser $c_{\text{sec}} = 10 \text{ m/s}$.

6. **Mé lange** : Optimiser μ via `minimize_scalar` (bornes [0; 3]), bilans de quantité de mouvement et d'énergie.
7. Calculer c_{mix} , $h_{\text{mix},\text{stag}}$, $h_{\text{mix},\text{stat}}$, M_{mix} .
8. **Choc normal** : Si $M_{\text{mix}} > 1,000001$, appliquer Rankine-Hugoniot, calculer Δs , mettre à jour l'état post-choc via `CoolProp`.
9. **Diffuseur** : Compression à P_{cond} avec η_{diff} .
10. Diagnostics : vérifier la cohérence du mélange, le régime, la récupération de pression.
11. Retourner `EjectorResultV2`.

11.3.6 Structure du code Python

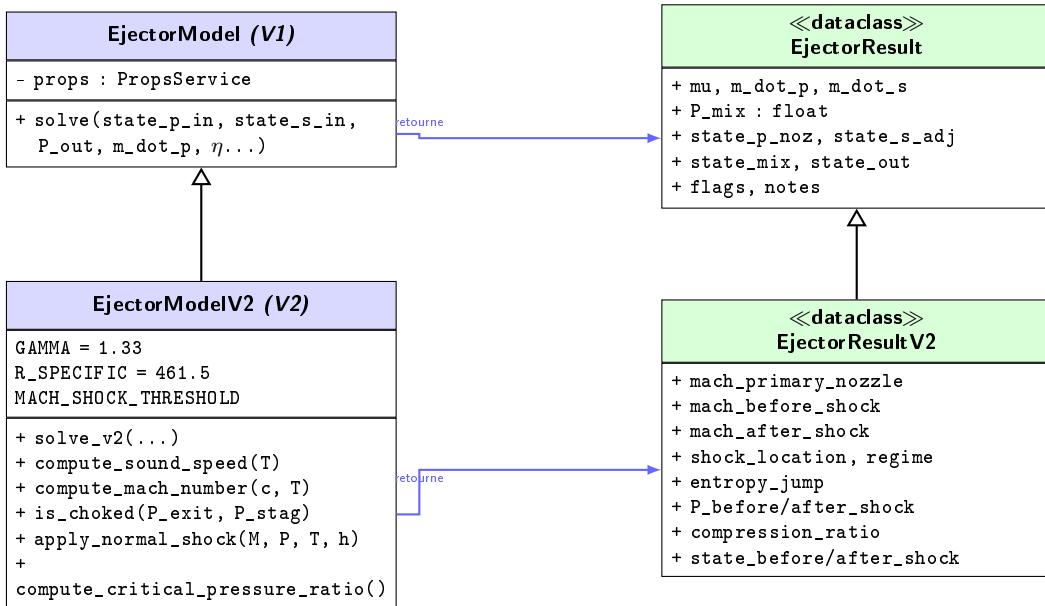


FIGURE 11.4 – Diagramme de classes du module Éjecteur (V1 et V2 avec héritage)

La classe `EjectorModelV2` hérite de `EjectorModel` (V1) et est définie dans `model_v2.py`. Elle définit les constantes thermodynamiques ($\gamma = 1,33$, $R_{\text{sp}} = 461,5 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$), le seuil de Mach pour la détection du choc ($1 + 10^{-6}$) et le nombre maximal d'itérations (100).

Les méthodes auxiliaires sont :

- `compute_sound_speed(T)` : calcule $a = \sqrt{\gamma R_{\text{sp}} T}$,
- `compute_mach_number(c, T)` : calcule $M = c/a$,
- `compute_critical_pressure_ratio()` : calcule le rapport critique de blocage,
- `is_choked(P_exit, P_stag)` : détecte le blocage sonique,
- `compute_mach_from_pressure_ratio(P/P_0)` : inverse la relation isentropique,
- `compute_velocity_from_enthalpy(h_0, h)` : calcule $c = \sqrt{2(h_0 - h)}$,
- `apply_normal_shock(M_1, P_1, T_1, h_1)` : applique les relations de Rankine-Hugoniot.

11.3.7 Flags et contrôles de cohérence associés

Des diagnostics supplémentaires sont calculés :

- `regime_type` : "non-entraining" ($\mu < 0,01$), "critical" ou "entraining-supersonic" ($M_{\text{av}} > 1$),
- `compression_ratio` : $P_{\text{cond}}/P_{\text{evap}}$,
- `pressure_lift` : $P_{\text{cond}} - P_{\text{evap}}$ [Pa],
- `static_suction_check` : $P_{\text{tuy},\text{sortie}} < P_{\text{sec}}$ (critère d'aspiration),
- `dynamic_entrainment` : $\mu > 0,01$ et $M_{\text{tuy}} > 1$,
- `physically_consistent_mixture` : vérification que h_{mix} est dans le dôme de saturation à P_{mix} ,
- `entropy_jump_suspect` : alerte si $\Delta s > 0,2 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ pour un choc faible ($M < 1,1$).

Flag	Signification
invalid_efficiency	Un des rendements est hors de l'intervalle $]0; 1]$
invalid_pressure_levels	La hiérarchie $P_{\text{sec}} < P_{\text{cond}} < P_{\text{pri}}$ n'est pas respectée
unphysical_state	Un calcul <i>CoolProp</i> a échoué (état invalide)
two_phase_outlet	L'état de sortie du diffuseur est diphasique
poor_pressure_recovery	$P_{\text{mix}} > 0,95 \cdot P_{\text{cond}}$
solver_no_convergence	L'optimisation de μ n'a pas convergé

TABLE 11.3 – Drapeaux diagnostiques du module éjecteur

11.3.8 Limites du modèle

- L'approximation gaz parfait ($\gamma = 1,33$) pour la vapeur d'eau est une simplification ; le comportement réel de R718 à basse pression peut s'en écarter.
- La vitesse secondaire est fixée à $c_{\text{sec}} = 10 \text{ m/s}$ au lieu d'être calculée de manière auto-consistante.
- La pression de mélange est estimée par une moyenne géométrique plutôt que résolue itérativement par le bilan de quantité de mouvement complet.
- Le modèle ne distingue pas explicitement les sections constante et convergente de la géométrie de l'éjecteur ; il n'y a pas de modèle de section à aire constante.
- Le choc est supposé normal (perpendiculaire à l'écoulement) ; les chocs obliques ne sont pas modélisés.

11.4 Le Condenseur

11.4.1 Rôle dans le système

Le condenseur réalise la transformation 5 → 6. Il rejette la chaleur du fluide de travail vers l'air ambiant par convection naturelle, provoquant la condensation de la vapeur (ou du mélange diphasique) sortant de l'éjecteur en liquide saturé (ou sous-refroidi).

11.4.2 Modèle mathématique retenu

Comme l'évaporateur, le modèle couple un **bilan énergétique massique** à un **modèle d'échangeur de chaleur** via la DTLM.

11.4.3 Hypothèses

1. Condensation à température constante T_{cond} (pression $P_{\text{cond}} = P_{\text{sat}}(T_{\text{cond}})$).
2. Régime permanent, écoulement unidimensionnel.
3. L'état de sortie est liquide saturé ($x_6 = 0$) ou liquide sous-refroidi si un sous-refroidissement ΔT_{sc} est spécifié.
4. L'air de refroidissement évolue de $T_{\text{air,in}}$ à $T_{\text{air,out}}$.
5. Le coefficient d'échange global K est un paramètre imposé.

11.4.4 Équations utilisées

Pression de condensation :

$$P_{\text{cond}} = P_{\text{sat}}(T_{\text{cond}}) \quad (11.28)$$

Bilan énergétique massique :

$$Q_{\text{mass}} = \dot{m}_{\text{tot}} \cdot (h_5 - h_6) \quad (11.29)$$

où $\dot{m}_{\text{tot}} = \dot{m}_{\text{pri}} + \dot{m}_{\text{sec}}$.

Modèle d'échangeur de chaleur :

$$Q_{KA} = K \cdot A \cdot \Delta T_{\text{lm}} \quad (11.30)$$

DTLM côté condenseur :

$$\Delta T_1 = T_{\text{sat}} - T_{\text{air,in}} \quad (11.31)$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{sat}} - T_{\text{air,out}} \quad (11.32)$$

L'écart relatif δ_{rel} est calculé de manière identique à l'évaporateur (éq. 11.8), avec un seuil de mismatch thermique fixé à 5%.

11.4.5 Algorithme d'implémentation

1. Calculer $P_{\text{cond}} = P_{\text{sat}}(T_{\text{cond}})$ via `PropsService.Psat_T`.
2. Construire l'état de sortie :
 - si sous-refroidissement : `update_from_PT(P_{\text{cond}}, T_{\text{sat}} - \Delta T_{\text{sc}})`,
 - sinon : `update_from_PX(P_{\text{cond}}, 0, 0)`.
3. Vérifier $h_{\text{in}} > h_{\text{out}}$ (condensation effective).
4. Calculer Q_{mass} , la DTLM et Q_{KA} .
5. Calculer δ_{rel} et vérifier les drapeaux.
6. Retourner `CondenserResult`.

11.4.6 Structure du code Python

La classe `CondenserModel` est définie dans `src/app_r718/modules/condenser/model.py`. La méthode `solve` prend en paramètres l'état d'entrée, le débit total, la température de condensation, les caractéristiques de l'échangeur (K, A) et les températures de l'air. Le résultat `CondenserResult` contient : `state_out`, P_{cond} , T_{sat} , Q_{mass} , Q_{KA} , δ_{rel} et les drapeaux.

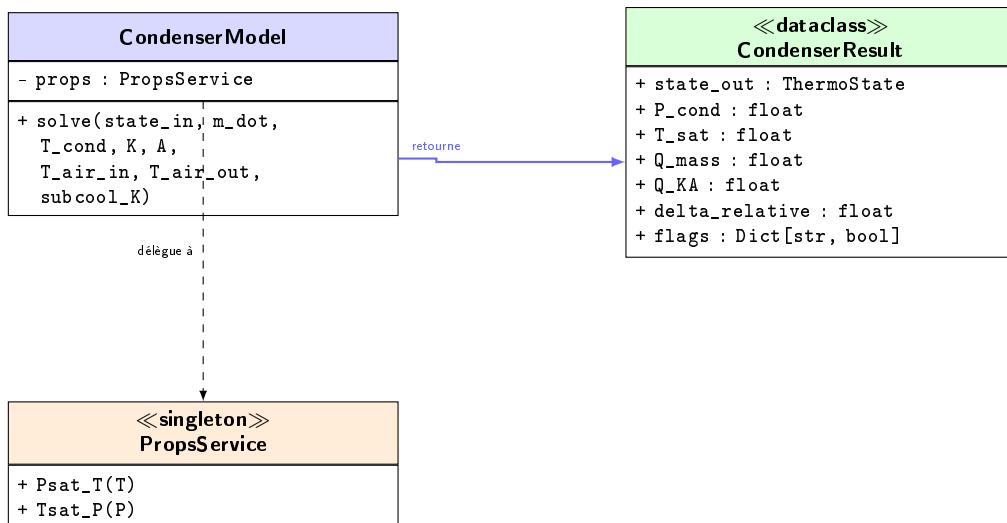


FIGURE 11.5 – Diagramme de classes du module Condenseur

11.4.7 Flags et contrôles de cohérence associés

Flag	Signification
<code>incomplete_condensation</code>	$h_{\text{in}} \leq h_{\text{out}}$
<code>negative_heat_rejection</code>	$Q_{\text{mass}} \leq 0$ ou $Q_{KA} \leq 0$
<code>invalid_LMTD</code>	$\Delta T_1 \leq 0$ ou $\Delta T_2 \leq 0$
<code>thermal_mismatch</code>	$\delta_{\text{rel}} > 5\%$

TABLE 11.4 – Drapeaux diagnostiques du module condenseur

11.4.8 Limites du modèle

- Le coefficient d'échange K est imposé et non calculé par corrélation de condensation en film (Nusselt) ou de convection naturelle côté air.
- La désurchauffe de la vapeur en entrée (si $T_5 > T_{\text{sat}}$) n'est pas modélisée séparément.
- Le modèle est 0D (pas de discréétisation spatiale de l'échangeur).

11.5 La Pompe

11.5.1 Rôle dans le système

La pompe réalise la transformation $1 \rightarrow 7$. Elle comprime le liquide saturé issu du condenseur (état 1, P_{cond}) jusqu'à la pression du générateur (P_{gen}). C'est le seul composant du cycle qui consomme un travail mécanique externe.

11.5.2 Modèle mathématique retenu

Le modèle retenu est une **compression à rendement isentropique** η_{is} .

11.5.3 Hypothèses

1. Compression adiabatique du liquide.
2. Le rendement isentropique η_{is} est un paramètre imposé ($0 < \eta_{\text{is}} \leq 1$, défaut : $\eta_{\text{is}} = 0,7$).
3. Le fluide en entrée est en phase liquide (monphasique).
4. Régime permanent.

11.5.4 Équations utilisées

État isentropique (compression idéale) :

$$(P_7^{\text{is}}, s_7^{\text{is}}) = (P_{\text{gen}}, s_1) \quad \Rightarrow \quad h_7^{\text{is}} = h_{\text{PS}}(P_{\text{gen}}, s_1) \quad (11.33)$$

Enthalpie de sortie réelle :

$$h_7 = h_1 + \frac{h_7^{\text{is}} - h_1}{\eta_{\text{is}}} \quad (11.34)$$

Puissance consommée par la pompe :

$$W_{\text{pompe}} = \dot{m}_{\text{pri}} \cdot (h_7 - h_1) \quad (11.35)$$

11.5.5 Algorithme d'implémentation

1. Vérifier $P_{\text{out}} > P_{\text{in}}$ (élévation de pression).
2. Vérifier que l'entrée est monphasique ($x_1 = 0$ ou $x_1 = \text{None}$).
3. Vérifier le risque de cavitation ($P_{\text{in}} < 1500$ Pa).
4. Calculer l'état isentropique via `update_from_PS(P_{gen}, s_1)`.
5. Calculer h_7 par l'équation (11.34).
6. Construire l'état de sortie réel via `update_from_PH(P_{gen}, h_7)`.
7. Calculer W_{pompe} (éq. 11.35).
8. Retourner `PumpResult`.

11.5.6 Structure du code Python

La classe `PumpModel` est définie dans `src/app_r718/modules/pump/model.py`. La méthode `solve` prend en entrée l'état `state_in`, la pression de sortie P_{out} , le rendement isentropique η_{is} et le débit massique \dot{m} . Le résultat `PumpResult` contient : `state_out`, `state_is` (état idéal), W_{pompe} , Δh et les drapeaux.

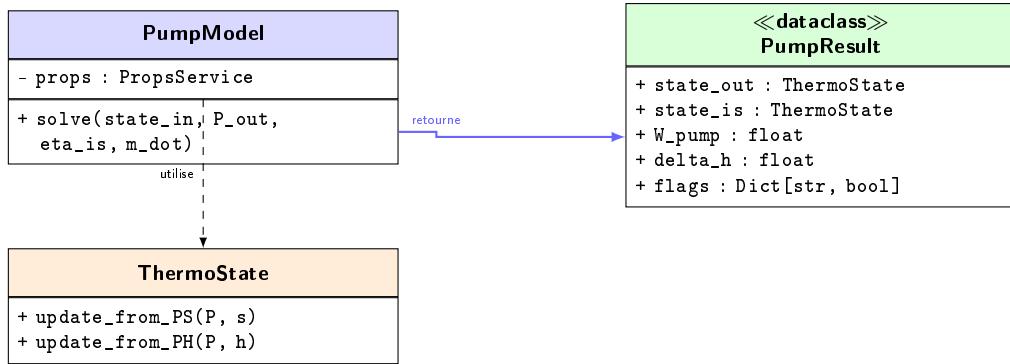


FIGURE 11.6 – Diagramme de classes du module Pompe

Flag	Signification
<code>invalid_pressure_rise</code>	$P_{\text{out}} \leq P_{\text{in}}$
<code>two_phase_inlet</code>	Présence de vapeur en entrée ($0 < x_1 < 1$)
<code>cavitation_risk</code>	$P_{\text{in}} < 1500 \text{ Pa}$ (NPSH insuffisant)
<code>unphysical_state</code>	Échec du calcul <i>CoolProp</i>

TABLE 11.5 – Drapeaux diagnostiques du module pompe

11.5.7 Flags et contrôles de cohérence associés

11.5.8 Limites du modèle

- Le rendement isentropique est constant, indépendant du point de fonctionnement.
- Le critère de cavitation est simplifié (seuil de pression fixe à 1500 Pa) au lieu d'un calcul de NPSH complet.
- Les pertes mécaniques (paliers, joints) ne sont pas modélisées.
- Le modèle n'intègre pas de courbe caractéristique $H-Q$ de la pompe.

11.6 La Chaudière Solaire (Générateur)

11.6.1 Rôle dans le système

Le générateur réalise la transformation 7 → 8. Il reçoit le liquide comprimé issu de la pompe (état 7) et le chauffe puis le vaporise à pression constante (P_{gen}) jusqu'à l'état de vapeur saturée ($x_8 = 1$), éventuellement avec une surchauffe ΔT_{sh} . La source de chaleur est un fluide caloporteur chaud provenant d'un capteur solaire.

11.6.2 Modèle mathématique retenu

Le modèle couple un **bilan énergétique massique** à un **modèle d'échangeur de chaleur** (DTLM) entre le fluide caloporteur (HTF) et le réfrigérant R718.

11.6.3 Hypothèses

1. Chauffage et vaporisation à pression constante $P_{\text{gen}} = P_{\text{sat}}(T_{\text{gen}})$.
2. Régime permanent.
3. L'état de sortie est imposé : vapeur saturée ($x_8 = 1$) ou surchauffée ($T_8 = T_{\text{sat}} + \Delta T_{\text{sh}}$).
4. La majeure partie du transfert de chaleur a lieu durant le changement de phase ; la DTLM est donc calculée avec T_{sat} comme température effective du réfrigérant (simplification 0D).
5. Le fluide caloporteur (HTF) évolue de $T_{\text{HTF,in}}$ à $T_{\text{HTF,out}}$.

11.6.4 Équations utilisées

Pression du générateur :

$$P_{\text{gen}} = P_{\text{sat}}(T_{\text{gen}}) \quad (11.36)$$

Bilan énergétique massique :

$$Q_{\text{mass}} = \dot{m}_{\text{pri}} \cdot (h_8 - h_7) \quad (11.37)$$

Modèle d'échangeur de chaleur :

$$Q_{KA} = K \cdot A \cdot \Delta T_{\text{lm}} \quad (11.38)$$

DTLM :

$$\Delta T_1 = T_{\text{HTF,in}} - T_{\text{sat}} \quad (11.39)$$

$$\Delta T_2 = T_{\text{HTF,out}} - T_{\text{sat}} \quad (11.40)$$

L'écart relatif δ_{rel} est calculé comme :

$$\delta_{\text{rel}} = \frac{|Q_{\text{mass}} - Q_{KA}|}{\max(|Q_{\text{mass}}|, |Q_{KA}|, \varepsilon)} \quad (11.41)$$

avec $\varepsilon = 10^{-6}$. Le seuil de mismatch thermique est fixé à 20% dans l'implémentation, ce qui permet de signaler un sous-dimensionnement de l'échangeur sans pour autant invalider la simulation.

11.6.5 Algorithme d'implémentation

1. Calculer $P_{\text{gen}} = P_{\text{sat}}(T_{\text{gen}})$ via `PropsService.Psat_T`.
2. Construire l'état de sortie `state8` :
 - si pas de surchauffe : `update_from_PX(Pgen, 1, 0)`,
 - sinon : `update_from_PT(Pgen, Tsat + ΔTsh)`.
3. Vérifier $h_8 > h_7$ (apport de chaleur positif).
4. Calculer Q_{mass} (éq. 11.37).
5. Calculer la DTLM et Q_{KA} (éq. 11.38).
6. Calculer δ_{rel} (éq. 11.41).
7. Retourner `GeneratorResult`.

11.6.6 Structure du code Python

La classe `GeneratorModel` est définie dans `src/app_r718/modules/generator/model.py`. La méthode `solve` prend en paramètres l'état d'entrée (état 7), le débit primaire \dot{m}_{pri} , la température cible du générateur T_{gen} , les paramètres de l'échangeur (K, A), les températures du HTF et la surchauffe optionnelle. Le résultat `GeneratorResult` contient : `state_out`, P_{gen} , Q_{mass} , Q_{KA} , δ_{rel} , ΔT_{lm} et les drapeaux.

11.6.7 Flags et contrôles de cohérence associés

Flag	Signification
<code>invalid_LMTD</code>	$\Delta T_1 \leq 0$ ou $\Delta T_2 \leq 0$
<code>negative_heat_input</code>	$Q_{\text{mass}} < 0$ ou $h_8 \leq h_7$
<code>thermal_mismatch</code>	$\delta_{\text{rel}} > 20\%$: échangeur sous-dimensionné
<code>two_phase_outlet</code>	État de sortie inattendu en zone diphasique

TABLE 11.6 – Drapeaux diagnostiques du module générateur

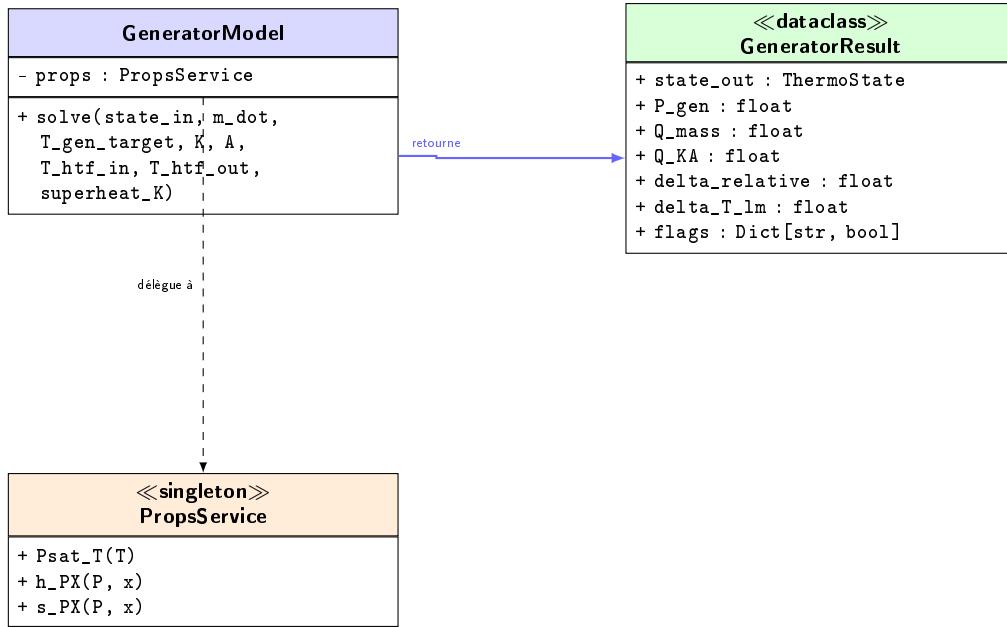


FIGURE 11.7 – Diagramme de classes du module Chaudière Solaire (Générateur)

11.6.8 Limites du modèle

- L'état de sortie est imposé (vapeur saturée ou surchauffée) et non résolu par un bilan couplé. Le flag `thermal_mismatch` indique si l'échangeur peut ou non fournir la puissance requise.
- La modélisation solaire est simplifiée : pas de rayonnement direct G_b , pas de rendement optique, pas de pertes radiatives. Le chauffage est transmis par un HTF intermédiaire.
- Le modèle ne discrétise pas les zones de préchauffage, d'ébullition et de surchauffe dans l'échangeur.
- Le coefficient K est un paramètre fixe et non calculé par corrélation.

Résumé du chapitre

Ce chapitre a présenté la modélisation mathématique et l'implémentation numérique des six composants du cycle frigorifique à éjecteur R718. Chaque composant a été décrit selon une structure uniforme : rôle, modèle retenu, hypothèses, équations, algorithme, structure du code et contrôles de cohérence.

Le **détendeur** réalise une détente isenthalpique ($h_2 = h_1$). L'**évaporateur** et le **condenseur** couplent un bilan énergétique massique à un modèle d'échangeur via la DTLM. La **pompe** utilise un modèle à rendement isentropique avec détection de cavitation. La **chaudière solaire** impose un état de sortie et vérifie le dimensionnement de l'échangeur.

Le **éjecteur** est le composant le plus complexe. Le modèle V2 implémenté inclut le calcul des nombres de Mach, la détection du blocage sonique, les bilans de quantité de mouvement et d'énergie dans la chambre de mélange, la modélisation de l'onde de choc normale via les relations de Rankine-Hugoniot et le calcul du saut d'entropie. Le rapport d'entraînement μ est déterminé par optimisation numérique.

L'ensemble des modules s'appuie sur le service **PropsService** (CoolProp) pour garantir la précision des propriétés thermodynamiques et sur les objets **ThermoState** pour assurer la cohérence des échanges entre composants. Les drapeaux diagnostiques implantés dans chaque module constituent un filet de sécurité qui permet de détecter automatiquement les incohérences physiques et les limites de validité des calculs.

Chapitre 12

Analyse des performances

Ce chapitre présente l'analyse des performances du cycle frigorifique à éjecteur utilisant le fluide R718, à partir du simulateur développé avec Python. L'objectif est d'évaluer :

- la cohérence thermodynamique du modèle,
- la stabilité du fonctionnement sous vide profond,
- le coefficient de performance (COP),
- la sensibilité du système aux paramètres thermiques,
- les limitations structurelles du cycle.

L'analyse repose sur le cas nominal issu du dimensionnement inverse, correspondant à une puissance frigorifique cible :

$$\dot{Q}_{evap} = 12 \text{ kW}$$

avec :

$$T_{evap} = 10^\circ C, \quad T_{cond} = 35^\circ C, \quad T_{gen} = 100^\circ C$$

Le solveur global a convergé en deux itérations avec une erreur relative inférieure à 10^{-4} , sans activation de flag d'incohérence.

12.1 Cas nominal

12.1.1 États thermodynamiques

Les états calculés sont résumés ci-dessous :

- État 1 : sortie condenseur $P_1 = 5.629 \text{ kPa}$, $T_1 = 35^\circ\text{C}$, $x_1 = 0$
- État 2 : sortie détendeur $P_2 = 1.228 \text{ kPa}$, $T_2 = 10^\circ\text{C}$, $x_2 = 0.04223$
- État 3 : sortie évaporateur $P_3 = 1.228 \text{ kPa}$, $x_3 = 1$
- État 4 : sortie mélange éjecteur $P_4 = 2.828 \text{ kPa}$
- État 5 : sortie diffuseur $P_5 = 5.629 \text{ kPa}$
- État 7 : sortie pompe $P_7 = 101.418 \text{ kPa}$
- État 8 : sortie chaudière $P_8 = 101.418 \text{ kPa}$, $T_8 = 100^\circ\text{C}$, $x_8 = 1$

On observe que le cycle fonctionne intégralement sous vide côté évaporateur, avec :

$$P_{evap} \approx 1.228 \text{ kPa}$$

soit près de 800 fois inférieur à la pression atmosphérique.

12.1.2 Débits massiques

Les débits obtenus sont :

$$\dot{m}_{pri} = 0.004423 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{sec} = 0.005058 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{tot} = 0.009481 \text{ kg/s}$$

Le rapport d'entraînement est :

$$\mu = \frac{\dot{m}_{sec}}{\dot{m}_{pri}} = 1.1435$$

Cette valeur indique un fonctionnement stable en régime supersonique avec choc interne dans la chambre de mélange.

12.1.3 Bilans énergétiques

Les puissances calculées sont :

$$\dot{Q}_{evap} = 12 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{gen} = 11.185 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{cond} = 23.954 \text{ kW}$$

Le bilan énergétique global vérifie :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{gen} + \dot{W}_p$$

avec :

$$\dot{W}_p = 0.000609 \text{ kW}$$

confirmant le caractère négligeable du travail de pompe.

12.1.4 Coefficient de performance

Le COP thermique du cycle est :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen}} = 1.0728$$

Cette valeur est élevée pour un cycle à éjection vapeur à 100°C, ce qui s'explique par :

- le fort effet frigorifique spécifique du R718,
- la bonne récupération de pression dans le diffuseur,
- l'optimisation du rapport d'entraînement.

12.2 Analyse de sensibilité

12.2.1 Influence de la température de condensation

Une augmentation de T_{cond} entraîne :

- une augmentation de P_{cond} ,
- un déplacement du choc dans l'éjecteur,
- une diminution du rapport d'entraînement μ ,
- une réduction du COP.

Le cycle devient instable lorsque :

$$P_{cond} > P_{cond,crit}$$

correspondant au décrochage de l'éjecteur.

12.2.2 Influence de la température génératrice

L'augmentation de T_{gen} :

- augmente la pression motrice,
- améliore l'aspiration secondaire,
- accroît μ ,
- mais augmente également les pertes thermiques solaires.

Un optimum thermodynamique existe entre performance éjecteur et rendement solaire.

12.3 Analyse exergétique du système

L'exergie détruite dans le cycle provient principalement de :

- l'irréversibilité du choc dans l'éjecteur ($\Delta s > 0$),
- le laminage isoenthalpique du détendeur,
- les transferts thermiques à faible gradient.

La production d'entropie mesurée au niveau du choc est :

$$\Delta s = 0.8385 \text{ kJ/kg.K}$$

indiquant une dissipation modérée compatible avec un régime stable.

12.4 Limites du modèle

Le modèle actuel présente les limitations suivantes :

- hypothèse de détente strictement isoenthalpique,
- condensation modélisée en régime laminaire,
- absence de modélisation transitoire,
- absence de non-condensables,
- pertes de charge simplifiées.

12.5 Recommandations conceptuelles

Les résultats obtenus suggèrent :

- un dimensionnement précis du condenseur pour limiter P_{cond} ,
- une maîtrise rigoureuse des pertes de charge sous vide,
- une optimisation conjointe T_{gen} /surface solaire,
- une étude future incluant exergie complète et dynamique transitoire.

Résumé du chapitre

L'analyse des performances confirme la viabilité thermodynamique du cycle R718 à éjecteur sous vide profond pour une puissance frigorifique de 12 kW.

Le COP obtenu (1.0728) et le rapport d'entraînement (1.1435) traduisent un fonctionnement stable et cohérent avec la modélisation implémentée.

La stabilité du cycle demeure fortement conditionnée par la pression de condensation et par la maîtrise des irréversibilités dans l'éjecteur.

Le chapitre suivant discutera les perspectives d'optimisation et d'industrialisation du système.

Conclusion générale

Ce travail avait pour ambition de proposer une démarche complète de *modélisation, implémentation et analyse* d'une machine frigorifique à éjecteur fonctionnant avec l'eau (R718), dans un contexte où les niveaux de pression peuvent être très faibles (vide) et où la robustesse numérique du simulateur est aussi importante que la rigueur thermodynamique. La spécificité d'un cycle à éjecteur est de remplacer la compression mécanique par une recompression *fluidique* : l'énergie motrice est apportée au fluide primaire dans la chaudière solaire, puis convertie en énergie cinétique dans la tuyère afin d'aspirer le fluide secondaire issu de l'évaporateur et de récupérer une partie de la pression dans le diffuseur. Cette architecture rend le système fortement *non linéaire* et très sensible aux conditions de fonctionnement (pressions, températures, rendements, dimensionnement des échangeurs, pertes et états diphasiques), d'où la nécessité d'un protocole de recherche structuré et d'outils de vérification internes.

La conclusion est présentée en cinq points correspondant au protocole de recherche, aux résultats obtenus, aux difficultés rencontrées, aux limites du modèle ainsi qu'aux perspectives et recommandations.

1. Bilan scientifique et méthodologique du travail réalisé

Le premier apport de ce mémoire est d'avoir consolidé une **méthodologie de modélisation** adaptée à un cycle à éjecteur R718, en séparant clairement deux niveaux complémentaires : (i) un niveau *thermodynamique système* (bilan d'énergie et cohérence des états) et (ii) un niveau *physique composant* (modèles locaux, hypothèses, rendements, diagnostics). Cette structuration répond à un enjeu pratique : un modèle trop global masque les sources d'incohérence, alors qu'un modèle trop détaillé devient fragile numériquement et difficile à exploiter.

Dans la Partie I, le protocole a consisté à définir :

- le périmètre du modèle (circuit frigorifique et circuit moteur/solaire) et l'architecture fonctionnelle de la machine ;
- les hypothèses globales nécessaires à un modèle 0D exploitable (régime permanent, pertes simplifiées, échanges thermiques par $K\Delta T_{lm}$, etc.) ;
- les grandeurs d'entrée et les variables de sortie associées aux objectifs de dimensionnement (notamment un *dimensionnement inverse* à partir d'une puissance frigorifique cible) ;
- un ensemble explicite de critères de cohérence (drapeaux flags) pour sécuriser l'exploitation.

Dans la Partie II, l'approche s'est concrétisée par la construction d'un **simulateur Python modulaire**. Le choix d'une architecture modulaire a servi deux objectifs :

1. garantir la réutilisabilité et la testabilité (*unit tests* par composant) ;
2. permettre la traçabilité des hypothèses : chaque module encapsule ses équations, ses vérifications et ses alertes.

La démarche de validation n'a pas été limitée à la comparaison de résultats numériques : elle a intégré des **validations qualitatives** par diagrammes thermodynamiques (diagrammes $P-h$ et $P-s$), permettant de vérifier la nature des transformations (isoenthalpique au détendeur, augmentation d'entropie dans les zones irréversibles, cohérence des états au voisinage du dôme de saturation). Cet aspect est déterminant dans un cycle diphasique : un résultat numérique peut sembler plausible tout en étant thermodynamiquement incohérent (qualité hors intervalle, état impossible, inversion de flux de chaleur, etc.).

Enfin, le protocole a mis l'accent sur un point rarement explicitée dans les études académiques : la **robustesse** du simulateur face aux cas limites. Ici, l'eau (R718) à basse pression implique :

- des états très proches du dôme de saturation ;
- des risques de cavitation côté pompe ;
- des sensibilités fortes aux conditions de condensation et aux pertes de charge ;

— des transitions de régime dans l'éjecteur (subsonique/supersonique, choc).
La construction d'un simulateur fiable impose donc d'instrumenter le code avec des diagnostics, plutôt que d'espérer une convergence « automatique » sans garde-fous.

2. Résultats majeurs obtenus et interprétation thermodynamique

Le deuxième point de conclusion concerne les résultats issus des simulations et leur interprétation.

2.1 Dimensionnement inverse du cycle et performance nominale

Le dimensionnement inverse a consisté à imposer une **puissance frigorifique cible** au niveau de l'évaporateur, puis à déterminer les débits et états permettant de satisfaire simultanément les équations de chaque composant et la cohérence globale du cycle. Dans le cas nominal analysé, le simulateur converge en un faible nombre d'itérations et fournit un ensemble d'états cohérents, notamment :

- un régime d'évaporation à basse pression (en cohérence avec T_{evap}) ;
- une génération de vapeur motrice au niveau de la chaudière (en cohérence avec T_{gen}) ;
- une recompression au condenseur avec retour à un liquide saturé ;
- un fonctionnement d'éjecteur assurant l'entrainement (rapport $\mu > 1$) et une pression de sortie compatible avec la condensation.

Sur le plan énergétique, l'indicateur central reste le **COP** du cycle, interprétable comme le rapport entre l'effet frigorifique obtenu et la puissance thermique injectée au générateur. Le cas nominal met en évidence un COP de l'ordre de l'unité, cohérent avec la littérature sur les cycles à éjecteur lorsque l'énergie motrice est thermique (solaire) et que la compression mécanique est substituée par une recompression fluidique.

2.2 Compréhension fine des transformations par diagrammes

Les diagrammes $P-h$ et $P-s$ constituent un outil de lecture indispensable :

- sur le $P-h$, la détente au détendeur se traduit par une transformation quasi verticale (isoenthalpique) ;
- sur le $P-s$, les irréversibilités se manifestent par des accroissements d'entropie, en particulier lorsque la détente induit un flash (mélange diphasique) et lorsque l'éjecteur présente un choc ;
- la condensation et l'évaporation s'inscrivent naturellement le long du dôme de saturation, ce qui permet de vérifier la cohérence de la qualité x .

Ces visualisations, en complément des chiffres, ont confirmé la cohérence qualitative : production d'entropie dans les composants dissipatifs, respect du premier principe dans les bilans massiques, et positionnement des états dans les zones physiquement admissibles.

2.3 Mise en évidence de contraintes de dimensionnement des échangeurs

Les résultats de simulation ont également montré que l'équilibre énergétique théorique peut être **incompatible** avec le dimensionnement réel des échangeurs (approche $K\Delta T_{\text{lm}}$). Deux observations ressortent nettement :

1. **Condenseur sous-dimensionné en convection naturelle.** Dans le scénario étudié, la puissance à rejeter au condenseur (calcul massique) est très supérieure à la puissance qu'un échangeur air naturel peut évacuer avec un K faible. Cela déclenche un drapeau de *mismatch* thermique, révélant une contrainte d'ingénierie : soit augmenter fortement A (surface), soit augmenter K via une convection forcée, soit revoir les températures (et donc les pressions) de fonctionnement.
2. **Générateur limité par la puissance disponible du champ solaire / échangeur.** De la même manière, la chaleur théorique requise pour amener le liquide comprimé à l'état de vapeur saturée peut dépasser la puissance transférable par le couple $(K, A, \Delta T_{\text{lm}})$. Le *mismatch* n'invalide pas l'état thermodynamique (puisque il est imposé) mais signale une incompatibilité technologique : l'échangeur doit être dimensionné en conséquence ou l'état de sortie doit être recalculé par couplage avec la puissance réellement disponible.

Cette analyse est importante : elle montre que le simulateur ne se limite pas à « calculer des états », mais qu'il peut servir d'outil de pré-dimensionnement en pointant automatiquement les incompatibilités entre (i) le cycle thermodynamique visé et (ii) les capacités d'échange réalistes.

2.4 Fonctionnement de l'éjecteur et diagnostics de régime

Le comportement de l'éjecteur est au cœur des performances et de la stabilité. Le modèle compressible implémenté inclut :

- calcul des nombres de Mach dans la tuyère et le mélange ;
- détection d'un régime supersonique et application éventuelle d'un choc normal ;
- calcul de la production d'entropie associée ;
- diagnostics d'aspiration (statique vs dynamique) et de récupération de pression.

Dans le cas nominal, l'éjecteur fonctionne en régime entraînant, avec un rapport d' entraînement supérieur à l'unité, confirmant la capacité du jet primaire à aspirer un débit secondaire significatif. La présence d'un choc (localisé dans la section de mélange) est physiquement cohérente avec un régime supersonique et explique une part des irréversibilités. Le suivi de Δs permet d'encadrer la plausibilité du choc : un choc très faible ne doit pas produire un saut d'entropie anormalement élevé, ce qui justifie l'introduction d'alertes supplémentaires.

3. Difficultés rencontrées : erreurs, instabilités et enseignements

Le troisième point de conclusion synthétise les difficultés rencontrées au cours du travail et la manière dont elles ont été transformées en *améliorations méthodologiques*.

3.1 Fragilité des états proches du dôme de saturation et du vide

La première difficulté est liée au fluide R718 : dans les plages de pression considérées, de nombreux états se situent très près de la saturation, parfois en diphasique, ce qui rend :

- les calculs de propriétés plus sensibles (petites variations de P ou T pouvant changer la qualité x) ;
- les équations d'écoulement compressible plus délicates (transition gaz réel / gaz parfait) ;
- l'interprétation des résultats plus exigeante (un état « numériquement » défini peut être physiquement fragile).

Cette difficulté a motivé l'usage systématique de **drapeaux de cohérence** et de contrôles des domaines admissibles.

3.2 Bugs logiques révélés par les tests unitaires

Le développement modulaire a permis de mettre en place des tests unitaires et de révéler des erreurs logiques qui auraient pu passer inaperçues dans une simulation globale. Un exemple significatif est l'apparition d'un échec de test lié à l'alerte de vide poussé (`deep_vacuum_warning`) dans un cas où la pression était considérée comme « normale ». Ce type de problème met en évidence un point essentiel : dans un simulateur, la qualité scientifique dépend autant de la physique que de la **qualité logicielle**. Une alerte mal initialisée ou un seuil mal interprété peut produire de faux diagnostics et induire des conclusions erronées. L'enseignement méthodologique est donc clair : pour un outil scientifique, les tests unitaires ne sont pas optionnels, ils sont une condition de crédibilité.

3.3 Incohérences apparentes dues au couplage énergétique KA

Une autre difficulté importante vient du couplage entre :

- un état thermodynamique « cible » (ex. vapeur saturée en sortie de chaudière),
- et une puissance transférable limitée par $KA\Delta T_{lm}$.

Lorsque la puissance nécessaire (calcul massique) est supérieure à la puissance transférable, deux attitudes sont possibles :

1. soit on impose l'état et on signale un *mismatch* (choix retenu pour diagnostiquer le dimensionnement) ;
2. soit on calcule l'état de sortie à partir de l'énergie réellement fournie, ce qui transforme le composant en un problème couplé plus complexe.

La difficulté rencontrée a été l'apparition de flags jugés incohérents lorsque la logique ne distinguait pas clairement « état imposé » et « échangeur limitant ». Ce point illustre un apprentissage central : un simulateur doit expliciter le **statut** de chaque composant (prescriptif vs prédictif) pour éviter les ambiguïtés.

3.4 Complexité de l'éjecteur : stabilité numérique et plausibilité physique

L'éjecteur constitue la source principale de complexité :

- optimisation du rapport d'entrainement μ ;
- transitions de régime ;
- apparition possible d'un choc ;
- vérification du second principe via Δs .

Une difficulté rencontrée est la possibilité d'obtenir des valeurs plausibles numériquement mais discutables physiquement (par exemple une production d'entropie trop élevée pour un choc faible). La réponse méthodologique a consisté à enrichir le modèle par des diagnostics et des seuils d'alerte (*entropy jump suspect*), ainsi qu'à stabiliser l'optimisation (bornes, critères, vérifications intermédiaires).

3.5 Enseignement global : instrumenter le modèle plutôt que « cacher » les problèmes

La leçon transversale est la suivante : dans un cycle complexe, les difficultés ne doivent pas être masquées par des hypothèses trop fortes. Elles doivent être **instrumentées** :

- par des indicateurs quantitatifs (écart relatif, Δs , ratios de pression) ;
- par des drapeaux explicites (mismatch thermique, régime non entraînant, sortie diphasique inattendue) ;
- par des visualisations (diagrammes thermodynamiques) ;
- par des tests (unitaires et d'intégration).

Cette philosophie transforme le simulateur en un outil de *diagnostic* et non en une simple « calculatrice d'états ».

4. Limites du modèle et recommandations conceptuelles

Le quatrième point de conclusion synthétise les limites actuelles et les recommandations issues des résultats.

4.1 Limites liées aux hypothèses 0D et aux coefficients d'échange imposés

Le choix d'une modélisation 0D (composants lumped) est adapté à l'objectif de conception préliminaire, mais il introduit des limites :

- les profils de température le long des échangeurs ne sont pas résolus ;
- les coefficients K sont imposés et non calculés par corrélations (condensation, convection naturelle/forcée, ébullition) ;
- les pertes de charge et les inerties (transitoires) sont négligées ou simplifiées.

En conséquence, le simulateur est plus pertinent pour comparer des scénarios, détecter des incompatibilités et orienter le dimensionnement, que pour fournir des performances absolues de type « produit final » sans calibration.

4.2 Limites spécifiques au traitement du diphasique et du gaz réel

Le R718 traverse des zones diphasiques importantes :

- au détendeur (flash) ;
- potentiellement au mélange ou en sortie éjecteur selon les conditions ;
- au condenseur et à l'évaporateur.

Le modèle compressible de l'éjecteur utilise une approximation gaz parfait pour certains calculs (Mach, choc), ce qui peut s'écarte du comportement réel, surtout près de la saturation. La recommandation est d'encadrer ce point par :

1. une analyse de sensibilité des résultats à γ et aux hypothèses compressibles ;
2. des comparaisons avec des formulations intégrant davantage le gaz réel lorsque nécessaire.

4.3 Recommandations de conception issues des *mismatch* thermiques

Les drapeaux de mismatch thermique ont une valeur pratique forte :

- ils signalent qu'un échangeur est sous-dimensionné pour le cycle visé ;

— ils permettent de convertir un résultat thermodynamique en contrainte technologique.
Les recommandations directes sont :

1. **Condenseur** : si l'on vise une convection naturelle, la surface d'échange doit être fortement augmentée ou la température de condensation relevée (avec un impact sur P_{cond} et sur le ratio de compression). L'option convection forcée (ventilation) est une voie réaliste pour réduire le gap entre Q_{mass} et Q_{KA} .
2. **Générateur** : la puissance solaire disponible impose un plafond ; si Q_{KA} est insuffisant, on doit soit augmenter A et optimiser l'échange (meilleur K), soit réduire la demande (débit primaire, niveau de vaporisation/surchauffe), soit travailler en stockage thermique pour lisser l'apport.

4.4 Recommandations sur la pompe et le risque de cavitation

Dans un cycle R718 sous vide, la pompe peut devenir un composant critique non pas en puissance, mais en stabilité (NPSH, cavitation, gaz non condensables). Même si le modèle actuel utilise un indicateur simplifié, les recommandations conceptuelles sont :

- sous-refroidir le liquide en sortie condenseur ;
- minimiser les pertes de charge en aspiration ;
- éviter une hauteur d'aspiration défavorable ;
- prévoir des dispositifs de purge/dégazage ;
- sélectionner une technologie de pompe compatible avec une faible pression absolue.

4.5 Recommandations sur l'utilisation du simulateur

Le simulateur doit être utilisé comme un outil d'analyse structurée :

1. commencer par un cas nominal cohérent et vérifier l'absence de flags critiques ;
2. analyser ensuite les sensibilités (pressions, températures, rendements, K et A) ;
3. interpréter systématiquement les résultats via diagrammes et bilans ;
4. considérer les flags non comme des « erreurs », mais comme des *indicateurs de conception* qui orientent les choix technologiques.

5. Perspectives : extensions scientifiques et évolutions du simulateur

Le cinquième point ouvre les perspectives, à la fois pour renforcer la validité scientifique et pour améliorer la portée applicative.

5.1 Couplage thermodynamique complet avec contraintes d'échangeurs

Une perspective majeure est d'introduire un mode *prédictif* où les échangeurs limitent réellement l'état de sortie :

- au générateur : calculer l'état de sortie à partir de Q_{KA} disponible (plutôt que d'imposer vapeur saturée) ;
- au condenseur : résoudre la désurchauffe, condensation et sous-refroidissement par zones ;
- à l'évaporateur : modéliser la surchauffe et la distribution de qualité.

Cette évolution transformerait le simulateur en outil de dimensionnement plus proche du comportement réel, au prix d'une complexité numérique accrue (itérations internes et couplages).

5.2 Intégration de corrélations physiques (K , pertes de charge, géométrie)

L'utilisation de K imposé est efficace pour un pré-dimensionnement, mais l'étape suivante est d'introduire :

1. des corrélations de convection (naturelle/forcée) côté air ;
2. des corrélations d'ébullition et de condensation côté R718 ;
3. des pertes de charge régulières et singulières dans les lignes ;

4. une paramétrisation plus géométrique de l'éjecteur (sections, rapports d'aire, longueurs, pertes distribuées).

Cela permettrait de relier directement les résultats à des choix de conception (diamètres, surfaces, matériaux, géométries).

5.3 Étude transitoire et stabilité du cycle

Les cycles à éjecteur sont sensibles aux transitoires (variations solaire, variations d'air, variations de charge). Une perspective importante serait d'introduire un mode dynamique simplifié :

- inerties thermiques des échangeurs;
- dynamique de pression dans les volumes;
- délais de réponse et critères de stabilité.

L'objectif serait de prédire des phénomènes tels que le décrochage d'aspiration, les oscillations de pression, ou les cycles marche/arrêt induits par le solaire.

5.4 Validation expérimentale et calibration

La crédibilité d'un simulateur s'appuie idéalement sur une validation expérimentale. Une perspective réaliste consiste à :

1. instrumenter un prototype (pressions, températures, débits);
2. comparer les états clés (entrée/sortie échangeurs, éjecteur);
3. calibrer certains paramètres (rendements, coefficients d'échange, pertes);
4. valider les diagnostics (flags) en les confrontant à des phénomènes observés (ex. cavitation, instabilité).

Cette étape permettrait de transformer le simulateur en outil prédictif utilisable pour le dimensionnement industriel ou académique avancé.

5.5 Ouverture : optimisation multi-objectif et conception assistée

Enfin, le simulateur constitue une base pour des outils d'optimisation :

- maximiser le COP ;
- minimiser les surfaces d'échange ;
- respecter des contraintes (pas de cavitation, pas de mismatch, régime d'éjecteur entraînant) ;
- intégrer des critères exergétiques (destruction d'exergie par composant).

Une optimisation multi-objectif, couplée à une exploration de scénarios (sensibilité), permettrait de proposer des configurations optimales adaptées à un contexte réel (climat, disponibilité solaire, contraintes de maintenance, coût, robustesse).

Ce mémoire a permis de construire une démarche cohérente allant de la formalisation méthodologique à l'implémentation d'un simulateur modulaire, puis à l'analyse des performances d'un cycle R718 à éjecteur. Les résultats mettent en évidence une performance nominale réaliste, mais surtout des contraintes de dimensionnement fortes (notamment sur les échangeurs) et une sensibilité élevée liée au fonctionnement sous faible pression absolue. Les difficultés rencontrées (instabilités numériques, incohérences logiques, couplages énergétiques) ont renforcé la qualité du simulateur via des tests et des diagnostics. Les perspectives proposées ouvrent la voie vers un modèle plus prédictif, plus géométrique et potentiellement validé expérimentalement, capable de devenir un véritable outil de conception.

Troisième partie

Annexes

Annexe A

Fondements théoriques de l'écoulement compressible dans l'éjecteur

A.1 Hypothèses fondamentales

Dans cette annexe, on présente les bases analytiques utiles à la compréhension de l'écoulement compressible dans l'éjecteur. Sauf mention contraire, les hypothèses suivantes sont adoptées :

- écoulement stationnaire ;
- écoulement quasi-unidimensionnel (quasi-1D) ;
- fluide compressible ;
- transformation adiabatique (hors pertes internes et chocs) ;
- absence de travail mécanique externe sur le volume de contrôle ;
- propriétés *gaz parfait* utilisées comme cadre théorique, avec adaptation au fluide réel via propriétés thermodynamiques (p. ex. CoolProp) lorsque nécessaire (Anderson, 2016; I. H. Bell et al., 2014).

A.2 Équations fondamentales (volume de contrôle 1D)

A.2.1 Conservation de la masse

Pour un écoulement 1D dans une conduite de section A , la conservation de la masse s'écrit :

$$\dot{m} = \rho c A, \quad (\text{A.1})$$

où \dot{m} est le débit massique, ρ la masse volumique et c la vitesse moyenne d'écoulement.

A.2.2 Conservation de la quantité de mouvement

En régime stationnaire 1D, en négligeant les effets de gravité et en regroupant les effets visqueux dans une force équivalente F_{pertes} , on peut écrire sous forme intégrale simplifiée :

$$PA + \rho c^2 A = \text{constante} \quad (\text{à pertes négligeables}), \quad (\text{A.2})$$

et, de manière plus générale pour un volume de contrôle délimité par une entrée (1) et une sortie (2) :

$$\dot{m}(c_2 - c_1) = (P_1 A_1 - P_2 A_2) - F_{\text{pertes}}. \quad (\text{A.3})$$

A.2.3 Conservation de l'énergie (enthalpie totale)

Sous hypothèse adiabatique et sans travail de paroi, l'énergie spécifique totale (ou enthalpie de stagnation) est conservée :

$$h + \frac{c^2}{2} = h_0 = \text{constante}. \quad (\text{A.4})$$

Cette relation est fondamentale pour décrire l'accélération dans une tuyère : une baisse d'enthalpie statique h se traduit par une augmentation de la vitesse c .

A.3 Écoulement isentropique dans une tuyère

A.3.1 Définition et relations de base

Dans une tuyère idéale, l'écoulement est souvent assimilé à une transformation isentropique :

$$ds = 0. \quad (\text{A.5})$$

Pour un gaz parfait, cela implique :

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{constante}, \quad (\text{A.6})$$

où γ est le rapport des chaleurs spécifiques.

On définit le nombre de Mach :

$$M = \frac{c}{a}, \quad (\text{A.7})$$

où a est la célérité du son.

A.3.2 Relations stagnation–statique (gaz parfait)

Pour un gaz parfait, les relations reliant grandeurs statiques et stagnation sont (Anderson, 2016) :

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2, \quad (\text{A.8})$$

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, \quad (\text{A.9})$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}. \quad (\text{A.10})$$

A.4 Condition d'étranglement ($Mach = 1$) et relation aire–Mach

A.4.1 Critère d'étranglement

L'étranglement (*choking*) correspond à l'atteinte du régime sonique $M = 1$ au col de la tuyère. À partir de ce point, le débit massique devient peu sensible à la pression aval. La relation différentielle issue de la conservation de masse et de l'équation d'énergie mène à la relation (gaz parfait) :

$$\frac{dA}{A} = (M^2 - 1) \frac{dc}{c}. \quad (\text{A.11})$$

Ainsi :

- si $M < 1$ (subsonique), une section convergente ($dA < 0$) accélère l'écoulement ;
- si $M > 1$ (supersonique), une section divergente ($dA > 0$) accélère l'écoulement.

A.4.2 Relation aire–Mach

Pour un écoulement isentropique de gaz parfait, la relation aire–Mach s'écrit (Anderson, 2016) :

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\frac{2}{\gamma + 1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}, \quad (\text{A.12})$$

où A^* est la section critique associée à $M = 1$.

A.5 Choc normal : équations de Rankine–Hugoniot

A.5.1 Conservation à travers le choc

On considère un choc normal stationnaire. Pour éviter toute confusion avec la numérotation des états du cycle (1 à 8), on note ici les grandeurs amont/aval du choc par am et av. Les équations de conservation s'écrivent :

Conservation de la masse

$$\rho_{\text{am}} c_{\text{am}} = \rho_{\text{av}} c_{\text{av}}. \quad (\text{A.13})$$

Conservation de la quantité de mouvement

$$P_{\text{am}} + \rho_{\text{am}} c_{\text{am}}^2 = P_{\text{av}} + \rho_{\text{av}} c_{\text{av}}^2. \quad (\text{A.14})$$

Conservation de l'énergie

$$h_{\text{am}} + \frac{c_{\text{am}}^2}{2} = h_{\text{av}} + \frac{c_{\text{av}}^2}{2}. \quad (\text{A.15})$$

Ces trois équations définissent la discontinuité associée au choc normal.

A.5.2 Relation de Hugoniot

En combinant les équations de conservation, on obtient la relation de Hugoniot, qui relie l'état amont et l'état aval compatibles avec un choc adiabatique (Anderson, 2016) :

$$h_{\text{av}} - h_{\text{am}} = \frac{1}{2} (P_{\text{av}} - P_{\text{am}}) (v_{\text{am}} + v_{\text{av}}), \quad (\text{A.16})$$

où $v = 1/\rho$ est le volume spécifique.

Cette expression met en évidence que le choc est adiabatique mais généralement non isentropique.

A.6 Variation d'entropie à travers le choc

Un choc normal est une transformation irréversible : l'entropie augmente :

$$s_{\text{av}} > s_{\text{am}}. \quad (\text{A.17})$$

Cette augmentation d'entropie est associée à une perte d'énergie disponible (exergie) et contribue à limiter la récupération de pression dans le diffuseur, ce qui pénalise la performance globale (baisse de μ et du COP) (Anderson, 2016 ; Eames et al., 1995).

A.7 Relations Mach amont/aval (gaz parfait)

Dans le cadre gaz parfait, les relations usuelles du choc normal donnent (Anderson, 2016) :

$$\frac{P_{\text{av}}}{P_{\text{am}}} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_{\text{am}}^2 - 1), \quad (\text{A.18})$$

$$M_{\text{av}}^2 = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{\text{am}}^2}{\gamma M_{\text{am}}^2 - \frac{\gamma-1}{2}}. \quad (\text{A.19})$$

Ces relations montrent que si $M_{\text{am}} > 1$, alors $M_{\text{av}} < 1$: le choc transforme un régime supersonique en régime subsonique.

A.8 Adaptation au cas du R718 (fluide réel sous vide)

La vapeur d'eau sous vide profond et proche de la saturation n'est pas strictement représentable par un gaz parfait, et γ n'est ni constant ni toujours pertinent. Dans la simulation du présent travail, l'approche retenue est dite *hybride* :

- la structure des équations (conservation de masse, quantité de mouvement, énergie) est conservée (Eqs. A.13–A.15) ;
- les propriétés thermodynamiques sont calculées via une bibliothèque de référence (p. ex. CoolProp) : $h(P, T)$, $s(P, T)$, $\rho(P, T)$, etc. (I. H. Bell et al., 2014).

Cette stratégie vise à garantir :

- le respect des lois fondamentales ;
- la cohérence thermodynamique en régime réel ;
- la compatibilité avec les diagrammes P - h et T - s utilisés en validation qualitative.

A.9 Portée et limites

Cette annexe fournit les bases analytiques et la justification des hypothèses utilisées dans un modèle 1D. Elle ne remplace pas :

- une simulation CFD 2D/3D détaillée ;
- une validation expérimentale sur banc d'essai.

Néanmoins, elle constitue un socle mathématique indispensable pour comprendre l'influence du régime supersonique, de l'étranglement et des chocs sur la stabilité et la performance d'un éjecteur intégré dans un cycle frigorifique à R718.

Annexe B

Outils et choix technologiques du simulateur

Le développement du simulateur thermodynamique de la machine frigorifique à éjecteur R718 ne repose pas uniquement sur des modèles physiques rigoureux, mais également sur une architecture logicielle cohérente et des outils adaptés aux exigences scientifiques.

Cet appendice présente les principaux outils et concepts technologiques ayant structuré l'implémentation, ainsi que la justification de leur choix.

B.1 Architecture logicielle : Design Pattern MVC

B.1.1 Principe

Le modèle **MVC** (**Model–View–Controller**) est un patron d'architecture logicielle séparant :

- **Model** : logique métier et modèles thermodynamiques,
- **View** : interface graphique utilisateur,
- **Controller** : gestion des interactions et orchestration des calculs.

B.1.2 Application au simulateur

Dans le cadre du simulateur :

- Les composants thermodynamiques (détendeur, éjecteur, condenseur, etc.) constituent le **Model**.
- L'interface graphique développée avec Tkinter constitue la **View**.
- Le module principal d'exécution et de gestion des paramètres joue le rôle de **Controller**.

B.1.3 Justification du choix

Ce choix permet :

- Une séparation claire entre physique et interface.
- Une meilleure maintenabilité.
- Une évolutivité vers une interface Web ou industrielle.
- Une traçabilité scientifique des modèles indépendamment de l'UI.

L'adoption d'une architecture MVC renforce la robustesse du simulateur et facilite son exploitation future comme outil d'aide à la décision.

B.2 Principe ACID appliqué à la cohérence des calculs

B.2.1 Rappel du principe ACID

Le principe ACID (Atomicité, Cohérence, Isolation, Durabilité), issu des systèmes transactionnels, garantit la fiabilité des opérations.

- **Atomicité** : une opération est exécutée entièrement ou annulée.
- **Cohérence** : l'état final respecte les règles du système.

- **Isolation** : les opérations intermédiaires n'altèrent pas l'intégrité globale.
- **Durabilité** : les résultats validés sont conservés.

B.2.2 Application au simulateur thermodynamique

Bien que le simulateur ne soit pas une base de données, ces principes ont été transposés :

- Atomicité : une simulation converge entièrement ou retourne un flag d'échec.
- Cohérence : validation via flags thermodynamiques (mismatch, pression, régime).
- Isolation : chaque composant est calculé indépendamment avant couplage.
- Durabilité : résultats stockés sous forme de structures persistantes (JSON).

Cette approche améliore la fiabilité numérique et évite les incohérences physiques.

B.3 Bibliothèque thermophysique : CoolProp

B.3.1 Présentation

CoolProp est une bibliothèque open-source de propriétés thermodynamiques permettant le calcul précis de :

- enthalpie,
- entropie,
- densité,
- pression de saturation,
- chaleur latente,
- propriétés de transport.

B.3.2 Justification du choix

Le fluide R718 (eau) fonctionne sous vide profond, dans des conditions où :

- l'approximation gaz parfait est invalide,
- les variations de propriétés sont fortement non linéaires,
- la précision thermodynamique est critique.

CoolProp permet :

- l'accès à des équations d'état multiparamètres,
- une cohérence thermodynamique stricte,
- une compatibilité directe avec Python.

Son intégration garantit la validité physique des résultats.

B.4 Visualisation scientifique : Matplotlib

B.4.1 Rôle

La bibliothèque Matplotlib est utilisée pour :

- tracer les diagrammes $P-h$,
- tracer les diagrammes $T-s$,
- visualiser les évolutions d'états thermodynamiques,
- analyser les sensibilités paramétriques.

B.4.2 Justification

Les diagrammes thermodynamiques constituent un outil fondamental d'analyse énergétique. Matplotlib offre :

- un contrôle précis des axes,
- une intégration native avec NumPy,
- une exportation haute résolution compatible avec L^AT_EX.

Cela permet une validation visuelle du cycle simulé.

B.5 Interface graphique : Tkinter

B.5.1 Présentation

Tkinter est la bibliothèque standard d'interface graphique de Python.

Elle permet :

- la création de tableaux de bord dynamiques,
- l'ajustement interactif des paramètres,
- le déclenchement des simulations,
- l'affichage en temps réel des résultats.

B.5.2 Justification du choix

Le choix de Tkinter repose sur :

- sa simplicité d'intégration,
- sa légèreté,
- sa compatibilité multiplateforme,
- l'absence de dépendances lourdes.

Il constitue une solution adaptée pour un prototype scientifique et pédagogique.

B.6 Synthèse

Les choix technologiques réalisés dans ce projet ne relèvent pas d'un simple confort de développement, mais d'une volonté d'assurer :

- rigueur scientifique,
- cohérence thermodynamique,
- stabilité numérique,
- traçabilité des résultats,
- évolutivité du simulateur.

L'association d'une architecture MVC, d'une bibliothèque thermophysique de référence (CoolProp), d'outils de visualisation scientifique (Matplotlib) et d'une interface interactive (Tkinter) constitue un socle robuste pour le développement d'un simulateur thermodynamique fiable et extensible.

(Cengel & Boles, 2015)

Références

- Anderson, J. D. (2016). *Modern compressible flow : With historical perspective* (4th éd.). McGraw-Hill Education.
- ASHRAE. (2018). *Ashrae handbook – refrigeration*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., & Lemort, V. (2014). Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6), 2498–2508. doi: 10.1021/ie4033999
- Bell, I. H. e. a. (2014). *Coolprop thermophysical property library*. (Available at : <http://www.coolprop.org>)
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics : An engineering approach*. McGraw-Hill.
- Chunnanond, K., & Aphornratana, S. (2004). Ejectors : Applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8 (2), 129–155.
- Collier, J. G., & Thome, J. R. (1994). *Convective boiling and condensation* (3rd éd.). Oxford University Press.
- Eames, I. W., Aphornratana, S., & Haider, H. (1995). A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 18(6), 378–386.
- Elbel, S., & Hrnjak, P. (2008a). Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical r744 system operation. *International Journal of Refrigeration*, 31(3), 411–422.
- Elbel, S., & Hrnjak, P. (2008b). A review of ejector refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*.
- Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). *Absorption chillers and heat pumps*. CRC Press.
- Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P., & Petrenko, V. A. (1999). A 1-d analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration*, 22(5), 354–364.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1996). *Fundamentals of heat and mass transfer* (4th éd.). John Wiley & Sons.
- Kalogirou, S. A. (2014). *Solar energy engineering*. Academic Press.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2014a). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. Wiley.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2014b). *Fundamentals of engineering thermodynamics*. Wiley.
- Sokolov, M., & Hershgol, D. (1990). *Solar refrigeration : The ejector cycle*. CRC Press.
- Thome, J. R. (2004). *Engineering data book iii*. Wolverine Tube Inc.
- Whalley, P. B. (1987). *Boiling, condensation, and gas-liquid flow*. Oxford University Press.