## Description du modèle.

### Introduction

Afin de dimensionner un démonstrateur, il est utile de développer des modèles de simulation réalistes. En pratique, deux modèles différents sont développés :

* Un modèle détaillé. Celui-ci utilise des sous-modèles de composants qui ont pu être validés expérimentalement. Ce modèle est utile pour caractériser les performances à charge partielles, pour réaliser des calculs de performances réalistes (avec une grande précision) et pour extrapoler les performances.
* Un modèle simplifié. Ce modèle s’avère précis pour étudier les conditions nominales d’une batterie de Carnot. Il n’est cependant pas adapté pour caractériser les performances a charge partielle. Ce modèle a l’avantage de présenter un temps de simulation faible (<10 secondes). Cela permet de simuler un grand nombre de conditions différentes. Cette faculté est très utile lors du dimensionnement afin de tester l’ensemble des configurations possibles et de sélectionner celle qui est la plus optimale.

Les deux modèles sont décrits dans ce chapitre.

### Modèle détaillé

#### Introduction

Le modèle de chaque composant est décrit ci-dessous. Les composants d'un système thermique peuvent être simulés en suivant diverses approches de modélisation qui peuvent être classées en trois groupes : modèles « boîte noire » (empiriques), modèles « boîte grise » (semi-empiriques) et modèles déterministes. Les modèles « boîte noire » font référence à des méthodes de modélisation empiriques qui ne décrivent pas la physique des processus. Dans le cas d'un expanseur, par exemple, de tels modèles caractériseraient les performances de la machine à travers ses efficacités isentropique et volumétrique au moyen de valeurs empiriques constantes ou de régressions polynomiales. Bien que rapides à mettre en œuvre, à calibrer et à simuler, les modèles « boîte noire » ne garantissent pas des prédictions fiables dans des conditions extrapolées. D'autre part, les modèles déterministes implémentent des équations décrivant tous les phénomènes physiques du système. Bien que plus précis, les modèles déterministes nécessitent souvent des calculs lourds et, par conséquent, trop lents pour les simulations au niveau du système. Les modèles semi-empiriques sont un compromis entre les deux méthodes mentionnées. Ils reposent sur un nombre limité d'équations physiquement significatives qui décrivent les phénomènes les plus influents dans le système. Ils offrent un bon compromis entre la vitesse de simulation, les efforts de calibration, la précision de la modélisation et les capacités d'extrapolation. Les modèles semi-empiriques ont été largement utilisés pour le dimensionnement et la modélisation des échangeurs de chaleur, des compresseurs, des détendeurs et des pompes.

#### Pompe

Ce composant est modélisé via un modèle semi-empirique (Landelle). Ce modèle a été validé expérimentalement avec plusieurs types de pompes. L’équation caractérisant a puissance électrique de la pompe est présentée ci-dessous :

La valeur des 4 paramètres est imposée selon les valeurs données par Landelle car les conditions d’utilisation ainsi que le fluide de travail sont similaires. Les valeurs sont données dans la table ci-dessous.

|  |  |
| --- | --- |
| [W] | 20 |
| [Ws] | 0.07 |
| [-] | 1.17 |
| [-] | 0.6 |

#### Compresseur

Le compresseur est modélisé selon la thèse du Pr Lemort. Le modèle semi-empirique prend en compte les phénomène physiques principaux à l’aide d’un nombre limité de paramètres. Ce modèle a démontré une bonne capacité à extrapoler les résultats tout en présentant un temps de calcul raisonnable. Le modèle prend en compte la sur- et la sous-expansion (induit par le ratio de volume fixe de la machine), les pertes de charges à l’entrée, les transferts de chaleur à l’ambiance et internes au compresseur et les fuites internes. Les paramètres utilisés sont dérivés du travail de Dumont et al.

|  |  |
| --- | --- |
| Ambient heat losses [W/(m2.K)] | 5 |
| Supply heat losses [W/(m2.K)] | 10 |
| Exhaust heat losses [W/(m2.K)] | 10 |
| Leakage area [m2] | 1e-8 |
| Mechanical proportional losses [-] | 0.15 |
| Mechanical constant losses [W] | 10 |
| Swept volume[m3] | 8.57e-5 |
| Exhaust pressure drop diameter [m] | 0.098 |

Les différents aspects intégrés dans le modèle sont présentés ci-dessous :

Diagram

Description automatically generated

(Lemort)

#### Expanseur

L’expanseur est modélisé selon la thèse du Pr Lemort. Le modèle semi-empirique prend en compte les phénomène physiques principaux à l’aide d’un nombre limité de paramètres. Ce modèle a démontré une bonne capacité à extrapoler les résultats tout en présentant un temps de calcul raisonnable. Le modèle prend en compte la sur- et la sous-expansion (induit par le ratio de volume fixe de la machine), les pertes de charges à l’entrée, les transferts de chaleur à l’ambiance et internes à l’expanseur.

|  |  |
| --- | --- |
| Ambient heat losses [W/(m2.K)] | 1 |
| Supply heat losses [W/(m2.K)] | 50 |
| Exhaust heat losses [W/(m2.K)] | 94 |
| Leakage area [m2] | 2.6e-6 |
| Mechanical proportional losses [-] | 0.02 |
| Mechanical constant losses [W] | 8 |
| Swept volume[m3] | 3.8e-5 |
| Supply pressure drop diameter [m] | 0.098 |

Les différents aspects du modèle sont illustrés ci-dessous.

Diagram, schematic

Description automatically generated

#### Vanne de détente

La vanne de détente est supposée isenthalpique. Les pertes à l’ambiance sont donc considérées comme négligeables.

#### Condenseur et évaporateur

Un modèle « moving boundary » et utilisé (Dickes 2019). Dans ce modèle, les échangeurs sont modélisés en trois zones distinctes : liquide, diphasique et vapeur.

Chart, line chart

Description automatically generated

Example d’évaporation en trois zones.

Différentes corrélations sont utilisées en fonction de la zone considérée pour évaluer le coefficient de transfert de chaleur:

* Thonon (liquide et vapeur)
* Cooper (diphasique condensation)
* Gnielinski (diphasique évaporation)

Un algorithme de résolution basé sur la différence de température logarithmique assure la convergence rapide du modèle (Dickes 2019). On itère sur la puissance thermique échangée jusqu’à ce que l’aire d’échange corresponde à l’aire d’échange donnée par le constructeur.

Diagram, schematic

Description automatically generated

Méthode itérative pour la prédiction des profils de températures

Pour ce qui est des pertes de charges, consulter la section 5.1.3.1

#### Pompes auxiliaires

Les pompes auxiliaires sont simplement caractérisées par une efficacité isentropique constante de 70%. On peut ainsi évaluer leur consommation électrique.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | |  | |
|  | |  | | 12 | |

#### Modèle global

##### ORC

Afin de simuler le cycle de Rankine, les différents éléments sont assemblés selon la méthodologie présentée ci-dessous (Dumont, 2017). On réalise une itération à la fois sur les pression du condenseur et de l’évaporateur afin de faire converger les pincements vers les pincements d’échangeurs de design.



Les entrées et sorties du modèles sont décrites ci-dessous :

|  |  |
| --- | --- |
| Entrées | Sorties |
| Sous refroidissement  Surchauffe  Débit de fluide de travail  Vitesse de rotation de l’expanseur  Temperature d’entrée du fluide secondaire (ev)  Temperature de sortie du fluide secondaire (cd)  Débit du fluide secondaire (cd) ou glide  Débit du fluide secondaire (ev) ou glide | Production électrique nette  Rendement  Temperature de sortie du fluide secondaire (ev)  Temperature de sortie du fluide secondaire (cd) |

##### Pompe à chaleur

Le modèle de pompe à chaleur combine l’ensemble des sous modèles présentés précédemment. On réalise une itération à la fois sur les pression du condenseur et de l’évaporateur afin de faire converger les pincements vers les pincements d’échangeurs de design.



|  |  |
| --- | --- |
| Entrées | Sorties |
| Sous refroidissement  Surchauffe  Vitesse de rotation du compresseur  Temperature d’entrée du fluide secondaire (ev)  Temperature de sortie du fluide secondaire (cd)  Débit du fluide secondaire (cd) ou glide  Débit du fluide secondaire (ev) ou glide | Consommation électrique nette  COP  Temperature de sortie du fluide secondaire (ev)  Temperature de sortie du fluide secondaire (cd) |

##### Stockage thermique

Le stockage est supposé de type thermocline. Cela signifie qu’il y a seulement deux niveaux de température avec une stratification parfaite. En pratique, cette technique permet de minimiser la génération d’entropie et est préférée dans le cas des batteries de Carnot. L’énergie stockée est simplement proportionnelle au volume d’eau et au glide.

##### Batterie de Carnot

Le modèle de batterie de Carnot reprend les modèles de pompe à chaleur, de stockage et d’ORC. Le modèle laisse la possibilité à l’utilisateur de choisir entre une machine totalement réversible (même machine volumétrique pour le compresseur et l’expanseur) ou une machine avec un compresseur et un expanseur présentant un rapport de volume égal à celui du cycle pour minimiser les pertes.

Les sorties du modèle sont illustrées sur le graphique ci-dessous ou l’on peut observer l’influence du glide et de la vitesse du compresseur.

Chart

Description automatically generated

COP, consommation du compresseur, temps de charge, efficacité du compresseur consommation des pompes auxiliaires pour un glide evaporateur de 10K.

A partir de ces sorties, on peut analyser :

* L’influence de la consommation des pompes auxiliaires (prépondérantes aux puissances importantes et aux faibles glides).
* Le compromis a réaliser au niveau de la vitesse du compresseur. On doit choisir entre haut rendement ou puissance élevée.
* Les zones ou le rapport de volume du compresseur n’est pas adapté et ou les pertes par sur et sous expansions sont importantes.

On peut réaliser les mêmes études pour le cycle de Rankine :

Chart, radar chart

Description automatically generated

Rendement de l’orc, production de l’expanseur, consommation de spompes auxiliaires, rendement de l’expanseur.

A nouveau, on peut comprendre l’optimisation à réaliser en terme de vitesse d’expanseur et de glide afin d’optimiser le système.

### Modèle simplifié

#### Echangeurs

Comme démontré précédemment (Dumont et al), la performance du système est très sensible à la performance des échangeurs. Le pincement des échangeurs est souvent optimisé à une valeur proche de zéro. Dans ce travail, la valeur de 2 K est sélectionnée car elle a été identifiée comme un optimum technico-économique (Dumont et al). Aussi, il a été montré que le pincement est très faible et relativement constant lors de différentes campagnes expérimentales. Le modèle à pincement constant est donc préféré à un modèle semi-empirique au vu du temps de calcul faible. Les pertes de charges sont évaluées via la formules suivante

DP=k.(m/rho)^2

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Condenseur | PP [K] | 2 |
| k (pressure drop) [Pa.s2/kg2] | 4e6 |
| Evaporateur | PP [K] | 2 |
| k (pressure drop) [Pa.s2/kg2] | 2e6 |

### Codes Matlab

#### Bibliothèque de modèles

https://drive.google.com/drive/folders/1pdeYPPlBc7QgCPcQfru1-RSOBDiCK8T5?usp=sharing

#### HP

##### Function

Evaluation of the performance of the heat pump.

##### Inputs

parametre.t\_cd\_htf\_su=75; % secondary fluid supply temperature of the condenser [°C]

parametre.t\_ev\_htf\_su=75; % secondary fluid supply temperature of the evaporator [°C]

parametre.v\_cmp\_swept=30/100^3; %swept volume of the compressor [m3]

parametre.fluid='R1233zd(E)';%working fluid

parametre.rpm\_cmp=8000;%compressor speed [RPM]

parametre.pinch\_ev=2;%pinch evaporator [K]

parametre.pinch\_cd=2;% pinch condenser [K]

parametre.glide\_ev=10;%glide of temperature of the evaporator [K]

parametre.glide\_cd=10;%glide of temperature of condenser [K]

parametre.rv\_optim=0;%rv\_optim=0 means the volume ratio of the compressor is considered leading to under and overexpansion losses.

parametre.rv=2.2;%volume ratio of the compressor (only considered if rv\_optim=0)

parametre.eff\_cmp=0.75;%nominal maximum efficieny of the compressor

parametre.ts=1;%ts=1 plot the ts diagram

parametre.sc=5;%subcooling [K]

parametre.heat=1;%heat=1 is the hot configuration. heat=0 is the cold configuration.

parametre.epsilon=0.01;%convergence parameter. keep as low as possible.

parametre.dp\_ev=0.1;%pressure drop in the evaporator line [bar]

parametre.dp\_cd=0.1;%pressure drop in the condenser line [bar]

##### Algo

Boucle sur p\_cd. P\_cd\_guess =p\_cd(t=t\_cd\_htf\_su) jusqua obtenir un pinch =parametre

Boucle sur p\_ev. P\_ev=p(t=t\_ev\_htf\_su) jusqua obtenir un pinch=parametre

#### orc

##### function

evaluate the performance of the orc.

##### inputs

parametre.epsilon=0.01;%convergence criteria [-]

parametre.fluid='R1233zd(E)';%Working fluid

parametre.pinch\_ev=5;% evaporator pinch point [K]

parametre.pinch\_cd=5;% condenser pinch point [K]

parametre.glide\_ev=15;%condenser glide [K]

parametre.glide\_cd=15;%evaporator glide [K]

parametre.rv=2.2;% expander volume ratio [-]

parametre.eff\_cmp=0.75; %expander nominal efficiency [-]

parametre.t\_cd\_htf\_su=40; %condenser secondary fluid supply temperature [°C]

parametre.t\_ev\_htf\_su=60; %evaporator secondary fluid supply temperature [°C]

parametre.ts=1;%plot ts diagram

parametre.rpm\_cmp=3000;%expander speed[RPM]

parametre.v\_cmp\_swept=30/100^3;%expander swept volume [m3]

parametre.re\_egal\_un=1;%1=the flow is constrained in order to obtainn the same Reynolds ratio, 0 if calculating the flow based on the expander caracteristics

parametre.m\_dot\_wf\_from\_hp=0.1;%mass flow rate of the heat pump in order to fix the same reynolds ratio

parametre.dp\_ev=0.1;%pressure drop in the evaporator line [bar]

parametre.dp\_cd=0.1;%pressure drop in the condenser line [bar]

parametre.rv\_optim=1;%1 = the volumeratio of the expander is optimized, 0=the model takes into account under and over expansion losses

##### Algo

Boucle sur p\_cd. P\_cd\_guess =p\_cd(t=t\_cd\_htf\_su) jusqua obtenir un pinch =parametre

Boucle sur p\_ev. P\_ev=p(t=t\_ev\_htf\_su) jusqua obtenir un pinch=parametre

# How to design a carnot battery and use the codes?

En pratique, il faut choisir 24 parametres (12 pour la pompe à chaleur et 12 pour l’orc). En fonction du cas d’étude, il faudrait optimiser ces 24 paramètres. Ce travail s’avère lourd et compliqué. C’est pourquoi sur base de l’expérience acquise et de par les résultats publiés, on peut fixer la plupart de ces paramètres afin de simplifier le dimensionnement d’une batterie de Carnot. Seul le glide reste le paramètre à optimiser. La démarche pour choisir les différents paramètres nécessaires au modèle est détaillée ci-dessous dans le cas du stockage chaud et du stockage froid.

Normalement il faut fixer une puissance (ou débit, ou vitesse compresseur) mais cela demande des itérations sur le code. Afin d’éviter cela, il est possible de travailler sans ces grandeurs. On peut en effet calculer le cop de la PAC et le rendement de l’orc (peu importe puissance, débit et vitesse compresseur). Sur base du cop et du rendement on peut calculer les outputs nécessaires à partir du cas d’étude considéré. Cela permet de ne pas devoir dimensionner la batterie de Carnot en détail tout en étant capable de réaliser des simulations rapides. Dans un deuxième temps, pour le dimensionnement final, on fixera les puissances pour dimensionner chaque composant. Mais cette démarche n’est pas nécessaire pour des simulations de points nominaux.

## We can fix these parameters in a first appoach

parametre.pinch\_ev=2;%pinch evaporator [K]

parametre.pinch\_cd=2;% pinch condenser [K]

parametre.rv\_optim=1; %optimistic case

parametre.eff\_cmp=0.75;%nominal maximum efficieny of the compressor

parametre.sc=5;%subcooling [K]

parametre.oh=5;%superheat [K]

parametre.heat=1;%heat=1 is the hot configuration. heat=0 is the cold configuration.

parametre.epsilon=0.01;%convergence parameter. keep as low as possible.

parametre.dp\_ev=0.1;%pressure drop in the evaporator line [bar]

parametre.dp\_cd=0.1;%pressure drop in the condenser line [bar]

parametre.v\_cmp\_swept=30/100^3; actually it impacts the power but the code is insensible to power range. Efficiency and output ratios are insensible to power. This is why this is not optimized in a first time. To finalize the sizing, it can be varied to obtain the desired power range.

parametre.rpm\_cmp=8000;%compressor speed [RPM]. actually it impacts the power but the code is insensible to power range. Efficiency and output ratios are insensible to power. This is why this is not optimized in a first time. To finalize the sizing, it can be varied to obtain the desired power range.

parametre.fluid='R1233zd(E)';%working fluid

in a second time, parametre.rv=2.2; after a first sizing is done with rv\_optim=1, this can be selected to have realistic results according to the selected volumetric machine. If hp and orc have similar volume ratio one machine could be considered. F not two different machine with optimized rv should be chosen.

## hot layout

### Given parameters

#### hp

parametre.t\_ev\_htf\_su=given by waste heat

parametre.t\_cd\_htf\_su= parametre.t\_ev\_htf\_su % secondary fluid supply temperature of the condenser [°C]. the lower this temp, the best cop. But going lower than t\_ev\_htf\_su=t\_waste does not make any sense (direct heating from waste to TES makes more sense in this case)

parametre.glide\_ev= usually values similar (equal) to parameter.glide\_cd optimize the COP because of the shape of the TS diagram is more similar to Carnot’s ideal cycle.

Chart, line chart

Description automatically generated

### to optimize

parametre.glide\_cd %optimum around 20-25K for sensible storage (compromise between compactness and efficiency), optmimal around 5-7K for latent storage

#### orc

parametre.t\_ev\_htf\_su=t\_cd\_htf\_su\_hp+glide\_cd\_hp

parametre.t\_cd\_htf\_su= air temperature

parametre.glide\_cd=%optimum around 10K, it is a compromise between low cd pressure and low auxiliary pump consumption

parametre.glide\_ev=%glide of temperature of the evaporator [K]. usually values similar (equal) to parameter.glide\_cd for the thermocline storage

Chart, line chart

Description automatically generated

## Cold layout

### Given parameters

#### hp

parametre.t\_cd\_htf\_su= t\_air (ou source plus froide ?)

parametre.glide\_cd=5;% as low as possible to optimize cop 5K for ice 15-20K for sensible water

parametre.t\_ev\_htf\_su= t\_ev\_htf\_ex+glide\_ev % usually the low temp of the cold storage is given (ice -2K)🡺 t\_ev\_htf\_ex

#### to optimize

parametre.glide\_ev=5;% optimum around 20-25K for sensible storage (compromise between compactness and efficiency), optmimal around 5-7K for latent storage

Chart, line chart

Description automatically generated

#### orc

parametre.t\_ev\_htf\_su=t\_waste

parametre.t\_cd\_htf\_su= t\_ev\_htf\_ex\_cd

parametre.glide\_cd=glice\_ev\_cd

parametre.glide\_ev=10-20;%glide of temperature of the evaporator [K].

Chart, line chart

Description automatically generated