

Optimisation multi-objectifs d'une centrale à cycle fermé exploitant l'Energie Thermique des Mers (ETM)

Zhihao DING, Jean-Luc ACHARD, Christophe CORRE*

*ECL - LMFA

11 janvier 2018



Plan de l'exposé

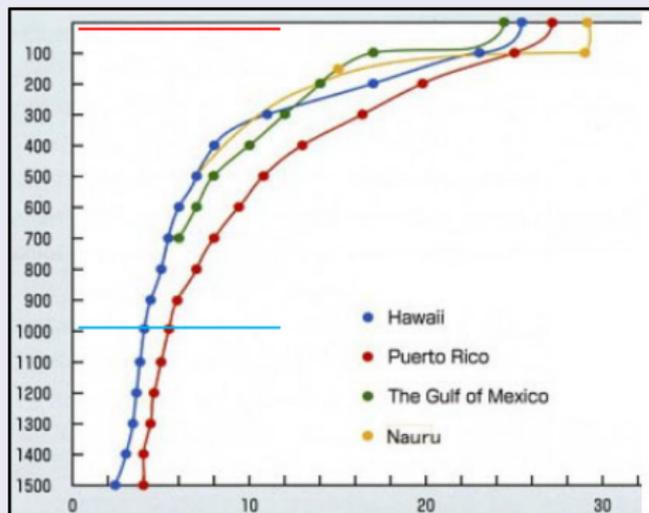
- **Contexte**
- Modélisation d'une centrale ETM à cycle fermé en mer
- Problème d'optimisation et méthode de résolution
- Analyse des résultats et perspectives

Energie Thermique des Mers / Ocean Thermal Energy Conversion

- Part significative du rayonnement solaire incident sur l'océan capté au niveau des régions tropicales \Rightarrow température moyenne annuelle de surface autour de 28°C
- Eau froide profonde, formée à des latitudes plus élevées, s'écoulant le long du fond océanique vers l'Equateur.
- Couche d'eau chaude de surface, d'une profondeur d'environ 100 à 200 *m*, séparée de l'eau froide profonde par la thermocline
- ETM ou OTEC = énergie produite en exploitant la différence de température entre les eaux de surface des océans et les eaux profondes

Energie Thermique des Mers / Ocean Thermal Energy Conversion

- Profils de température typiques pour des sites propices à la mise en place de systèmes ETM ou OTEC. $T_{surface} \in [25^{\circ}C, 29^{\circ}C]$, $T_{profond} \in [4^{\circ}C, 5^{\circ}C]$



Ressource

- Différence de température entre la surface et une profondeur de 1000 m comprise entre 10°C et 25°C, avec des différences maximales dans les eaux équatoriales et tropicales

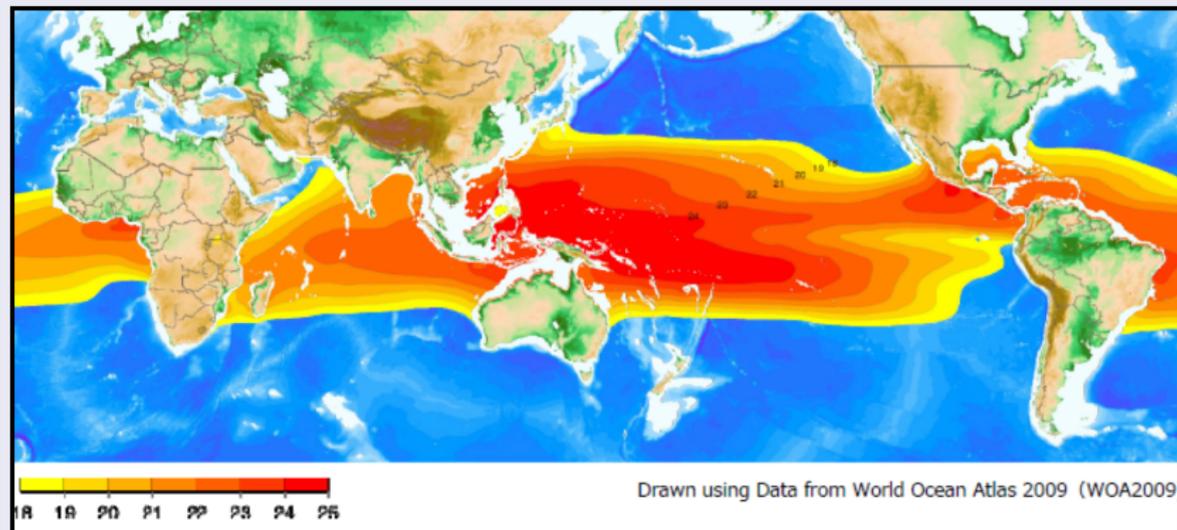
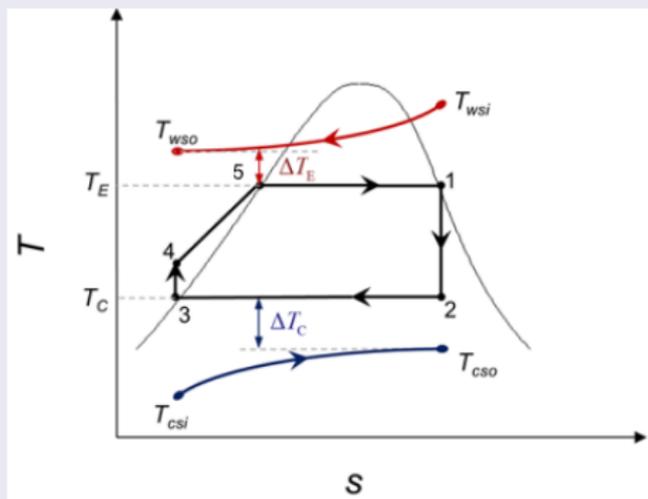


FIGURE: Carte des différences de température entre la surface et une profondeur de 1 km.

Ressource

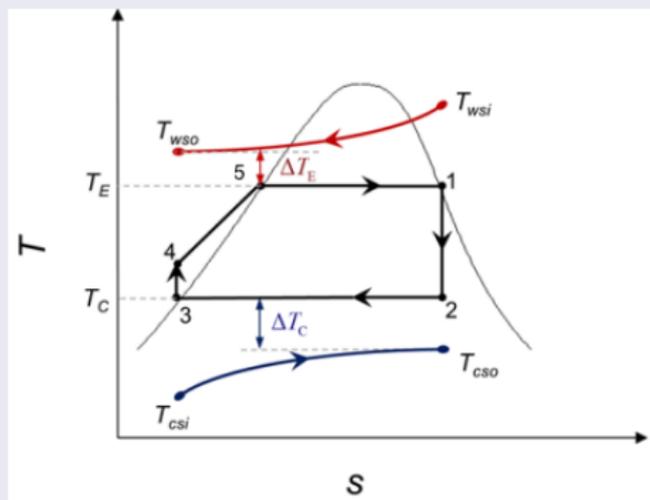
- ΔT détermine les limites de performance des cycles ETM ou OTEC
- Estimation : une différence de température de $20^{\circ}C$ environ est nécessaire pour assurer des systèmes OTEC viables
- Rendement de Carnot très faible, compris entre 3% et 8% au maximum
- MAIS potentiel considérable, jusqu'à $30 TW$ selon (K. Rajagopalan, G.C. Nihous, Renewable Energy 2013) - estimation réalisée en faisant appel à un modèle général de circulation océanique

Cycle de Rankine pour le fluide de travail



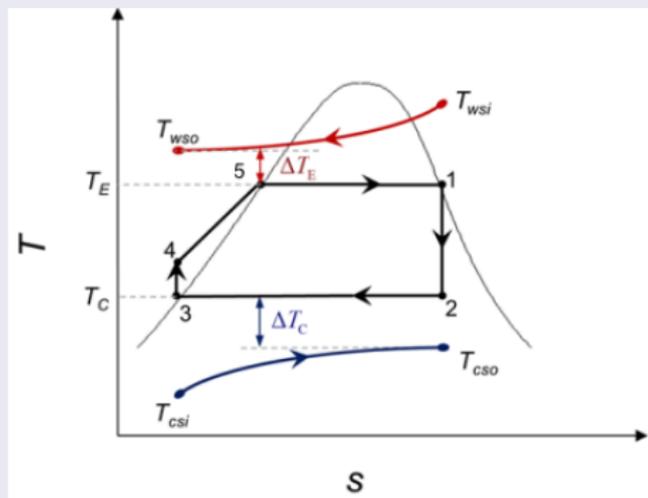
- $1 \rightarrow 2$: détente dans la turbine. Passage d'un état gazeux à saturation 1 à un état diphasique (mélange gaz / liquide dans l'état 2).
- génération d'une puissance électrique W_e après conversion de la puissance mécanique

Cycle de Rankine pour le fluide de travail



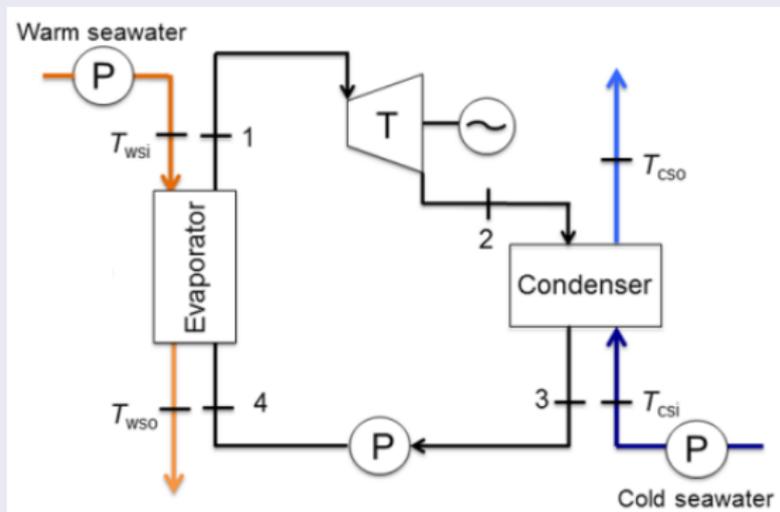
- **2** \rightarrow **3** : condensation (passage de l'état diphasique 2 à un état 3 de liquide pur à saturation) par échange avec la source froide dans le condenseur à $T = T_C$
- source froide = eau de mer froide pompée depuis l'océan profond, entrant dans le condenseur à T_{csi} et en ressortant réchauffée à T_{cso} . Quantité de chaleur Q_C échangée entre la source froide et le fluide de travail.

Cycle de Rankine pour le fluide de travail



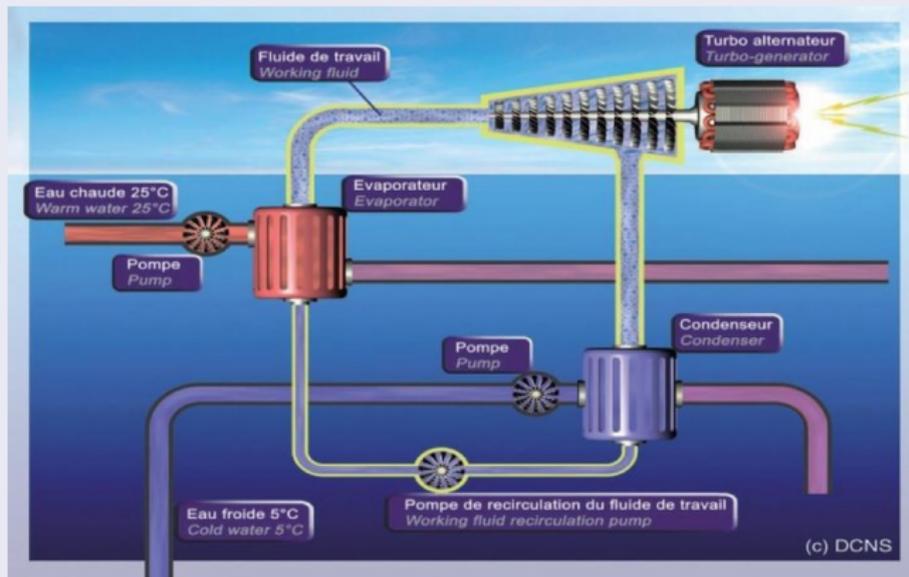
- **3** → **4** : compression (en phase liquide depuis sa sortie du condenseur)
- **4** → **1** : vaporisation par échange avec la source chaude. Phase 4 à 5 : chauffe isobare. Phase 5 à 1 : évaporation isobare et isotherme à température T_E .
- source chaude = eau de surface des océans, à T_{wsi} en entrée évaporateur et refroidie à T_{wso} en sortie. Chaleur échangée Q_E avec le fluide de travail.

Vue schématique d'un système ETM



- composants à modéliser : échangeurs de chaleur, pompes de circulation (fluide de travail, eau froide et chaude), turbine

Vue d'ensemble d'une centrale ETM (source DCNS)



- éléments à prendre également en compte : conduite d'eau chaude et, surtout, conduite d'eau froide dans laquelle remonte l'eau des profondeurs

Plan de l'exposé

- Contexte
- **Modélisation d'une centrale ETM à cycle fermé en mer**
- Problème d'optimisation et méthode de résolution
- Analyse des résultats et perspectives

Modélisation d'une centrale ETM

- puissance nette produite par le système ETM :

$$W_e^{net} = W_e - (W_{wf} + W_{ws} + W_{cs}) \quad (1)$$

avec W_e la puissance électrique produite par la détente du fluide de travail à laquelle on soustrait trois consommations

- W_{wf} = puissance de pompage associée à la pompe dans le cycle du fluide de travail
- W_{ws} = puissance de pompage pour le fluide issu de la source chaude
- W_{cs} = puissance de pompage pour le fluide issu de la source froide

Turbine

- puissance électrique produite via la turbine :

$$W_e = \eta_t \dot{m}_{wf} (h_1 - h_2) \quad (2)$$

Pompe fluide de travail

- puissance consommée = puissance utile (passage état 3 à 4) + puissance consommée pour compenser les pertes de charge dans le circuit de circulation :

$$W_{wf} = (W_{wf})_c + (W_{wf})_p = \dot{m}_{wf}(h_{4a} - h_3) + \dot{m}_{wf}g(\Delta H_{wf})_{ex} \quad (3)$$

- perte de charge $(\Delta H_{wf})_{ex}$ fonction du type d'échangeur utilisé

Pompe eau chaude

- puissance de pompage W_{ws} essentiellement utilisée pour compenser la perte de charge ΔH_{ws} subie par l'eau de mer chaude
- $\Delta H_{ws} = (\Delta H_{ws})_f + (\Delta H_{ws})_{ex}$, somme de la perte de charge par frottement dans la conduite de circulation et de la perte de charge dans l'évaporateur
- perte de charge par frottement $(\Delta H_{ws})_f$ estimée via Darcy-Weisbach :

$$(\Delta H_{ws})_f = f_{ws} \cdot \frac{v_{ws}^2}{2g} \cdot \frac{L_{ws}}{D_{ws}} \quad (4)$$

avec L_{ws} = longueur de la conduite, D_{ws} = diamètre de la conduite, v_{ws} = vitesse débitante et f_{ws} = coefficient de frottement (fonction de Re_{ws} donc de v_{ws} , D_{ws} et $\nu(T_{ws})$)

- perte de charge dans l'évaporateur $(\Delta H_{ws})_{ex}$ fonction du type d'échangeur

Pompe eau froide

- puissance de pompage W_{cs} destinée à compenser la perte de charge ΔH_{cs} subie par l'eau de mer froide
- $\Delta H_{cs} = (\Delta H_{cs})_f + (\Delta H_{cs})_{ex} + (\Delta H_{cs})_g$, somme de la perte de charge par frottement dans la conduite d'eau froide, de la perte de charge dans le condenseur et de la compensation de la différence de charge statique ($\rho g z$) entre l'océan profond et la surface
- perte de charge par frottement $(\Delta H_{cs})_f$ estimée via Darcy-Weisbach :

$$(\Delta H_{cs})_f = f_{cs} \cdot \frac{v_{cs}^2}{2g} \cdot \frac{L_{cs}}{D_{cs}} \quad (5)$$

avec L_{cs} = longueur de la conduite d'eau froide, D_{cs} = diamètre de la conduite d'eau froide

- perte de charge $(\Delta H_{cs})_g$ directement fonction de L_{cs}
- perte de charge dans le condenseur $(\Delta H_{cs})_{ex}$ fonction du type d'échangeur

Processus d'évaporation

- chaleur absorbée par le fluide de travail : $Q_E = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_4)$
- quantité Q_E fournie par l'eau de mer chaude : $Q_E = \dot{m}_{ws}C_{p,ws}\Delta T_{ws}$
- \dot{m}_{ws} = débit massique de l'eau chaude et $\Delta T_{ws} = T_{wsi} - T_{wso}$
- échange thermique dans l'évaporateur via une surface d'échange d'aire A_E avec un coefficient d'échange thermique global U_E :

$$Q_E = U_E A_E \Delta T_{lm,E} \quad (6)$$

où la différence de température logarithmique moyenne $\Delta T_{lm,E}$ est donnée par :

$$\Delta T_{lm,E} = \frac{\Delta T_{ws}}{\ln\left(1 + \frac{\Delta T_{ws}}{\Delta T_E}\right)} \quad (7)$$

avec $\Delta T_{ws} = T_{wsi} - T_{wso}$ et $\Delta T_E = T_{wso} - T_E$:

- A_E, U_E : fonction du type d'échangeur considéré

Processus de condensation

- chaleur absorbée par le fluide de travail : $Q_C = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3)$
- quantité Q_E fournie par l'eau de mer chaude : $Q_E = \dot{m}_{cs}C_{p,cs}\Delta T_{cs}$
- \dot{m}_{cs} = débit massique de l'eau froide et $\Delta T_{cs} = T_{cso} - T_{csi}$
- échange thermique dans le condenseur via une surface d'échange d'aire A_C avec un coefficient d'échange thermique global U_C :

$$Q_C = U_C A_C \Delta T_{lm,C} \quad (8)$$

où la différence de température logarithmique moyenne $\Delta T_{lm,C}$ est donnée par :

$$\Delta T_{lm,C} = \frac{\Delta T_{cs}}{\ln\left(1 + \frac{\Delta T_{cs}}{\Delta T_C}\right)} \quad (9)$$

avec $\Delta T_{cs} = T_{cso} - T_{csi}$ et $\Delta T_C = T_C - T_{cso}$:

- A_C, U_C : fonction du type d'échangeur considéré

Echangeurs de chaleur

- différentes technologies possibles, plus ou moins adaptées au niveau de puissance de la centrale / aux quantités de chaleur à échanger
- choix d'une technologie "shell and tube" / "tubes et calandre" pour la centrale de petite puissance optimisée par la suite

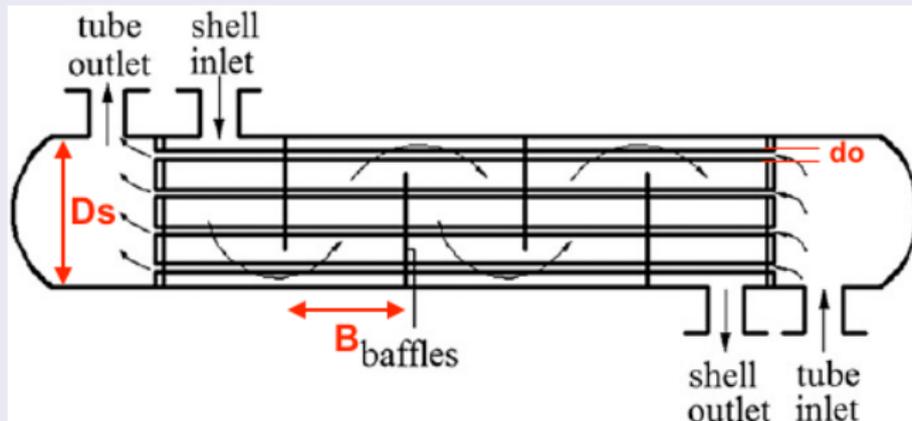


FIGURE: Echangeur à tubes (diamètre extérieur d_o) et calandre (diamètre D_s) muni de chicanes avec un pas B .

Echangeurs de chaleur

- fluide de travail circulant dans la calandre
- eau de mer (chaude ou froide) circulant dans les tubes
- estimation des coefficients d'échange globaux U_E , U_C , des surfaces d'échange A_E , A_C dans l'évaporateur et le condenseur et des pertes de charge (côté tube et calandre) via un ensemble de corrélations empiriques disponibles dans la littérature
- vaste littérature consacrée à l'optimisation des performances d'échangeurs "shell and tube" (minimisation des surfaces d'échange pour réduction du coût et minimisation des pertes de charge, tout en assurant un niveau d'échange prescrit) - voir par exemple (Caputo *et al.*, 2008)
- mais optimisation globale réalisée pour des conditions thermiques prescrites
- dans la présente étude, l'optimisation sera réalisée pour des échangeurs intégrés dans la centrale ETM en fonctionnement

Plan de l'exposé

- Contexte
- Modélisation d'une centrale ETM à cycle fermé en mer
- **Problème d'optimisation et méthode de résolution**
- Analyse des résultats et perspectives

Conditions de fonctionnement de la centrale ETM

- centrale ETM associée à un site donné, caractérisé par une distribution de température connue de la surface de l'océan jusqu'à une profondeur typique de 1500 m
- $T(z)$ étant connue, on dispose de T_{wsi} et T_{csi} dépend directement de $T(L_{cs})$
- fluide de travail fixé = ammoniac
- puissance électrique W_e produite par la centrale également fixée

Paramètres de conception de la centrale ETM

- températures ou différences de température caractérisant le cycle
- température d'évaporation T_E et de condensation T_C , différences de température $\Delta T_E = T_{wso} - T_E$, $\Delta T_C = T_C - T_{cso}$
- longueur L_{cs} et diamètre D_{cs} de la conduite d'eau froide
- paramètres géométriques définissant l'évaporateur ($D_{s,E}, B_E, d_{o,E}$) et le condenseur ($D_{s,C}, B_C, d_{o,C}$)
- soit 12 paramètres de conception au total

Objectifs de dimensionnement

- objectif de maximisation de la puissance nette W_e^{net} conduisant à maximiser le "rendement" de la centrale :

$$\eta = \frac{W_e^{net}}{W_e} = \frac{W_e - (W_{wf} + W_{ws} + W_{cs})}{W_e} = 1 - \frac{W_{wf} + W_{ws} + W_{cs}}{W_e}$$

puisque la puissance brute W_e est fixée (par exemple centrale ETM telle que $W_e = 1 MW$)

- objectif de faisabilité économique
- principaux postes de coût (cf. par exemple (Uehara *et al.*, 1988)) : échangeurs thermiques et conduite d'eau froide
- estimation du coût de ces composants de la centrale via leur surface totale A_{tot} , qui est donc à minimiser

Contraintes de dimensionnement

- réalisabilité physique des échanges thermiques : $T_{wso} = T_E + \Delta T_E < T_{wsi}$ pour l'évaporateur, $T_{cso} = T_C - \Delta T_C > T_{csi}$ pour le condenseur
- contraintes empiriques sur les caractéristiques géométriques des échangeurs thermiques (liant D_s , B et d_o pour E et C)
- exigence de rentabilité : $W_e^{net} > 0$
- contraintes exprimées sous forme vectorielle $\mathbf{g}(\mathbf{x}) < 0$

Mono-objectif vs multi-objectifs

- les objectifs de puissance (à maximiser) et de coût (à minimiser) peuvent être combinés en un objectif unique :

$$\min_{\mathbf{x}} f(\mathbf{x}) = \frac{A_{tot}(\mathbf{x})}{W_e^{net}(\mathbf{x})}$$

avec \mathbf{x} le vecteur des 12 paramètres de conception

- Problème # 1 :

$$\left\{ \begin{array}{l} \min_{\mathbf{x}} f(\mathbf{x}) \\ \text{avec} \\ \mathbf{g}(\mathbf{x}) < 0 \end{array} \right.$$

Mono-objectif vs multi-objectifs

- les objectifs
de puissance (à maximiser) $f_1(\mathbf{x}) = W_e^{net}$
et de coût (à minimiser) $f_2(\mathbf{x}) = A_{tot}$
peuvent être optimisés simultanément
- Problème # 2 :

$$\left\{ \begin{array}{l} \max_{\mathbf{x}} f_1(\mathbf{x}) \quad , \quad \min_{\mathbf{x}} f_2(\mathbf{x}) \\ \text{avec} \\ \mathbf{g}(\mathbf{x}) < 0 \end{array} \right.$$

Point de fonctionnement

TABLE 1
BASIC OTEC OPERATING PARAMETERS

Warm seawater inlet temperature	26.67 °C (80 °F)
Cold seawater inlet temperature	8.06 °C (46.5 °F)
Saturation pressure of ammonia in evaporator	89.63 N/cm ² (130 psia)
Saturation pressure of ammonia in condenser	66.19 N/cm ² (96 psia)
Evaporator shell-side pressure drop	1.03 N/cm ² (1.5 psia)
Condenser shell-side pressure drop	1.03 N/cm ² (1.5 psia)
Pipe length between cycle components	30.40 m (100 ft)
Ammonia liquid velocity in pipe	1.83 m/sec (6 ft/sec)
Ammonia vapour velocity in pipe	15.24 m/sec (50 ft/sec)
Cold water pipe length	609.6 m (2000 ft)
Combined turbine and generator efficiency	0.8
Ammonia pump efficiency	0.8
Hot water pump efficiency	0.8
Cold water pump efficiency	0.8
Titanium tube conductivity	17.31 W/m °C (10 Btu/ft h °F)
Aluminium tube conductivity	193.87 W/m °C (119 Btu/ft h °F)
Outside tube diameter	38.10 mm (1.5 in)
Inside tube diameter	36.58 mm (1.44 in)
Water-side fouling factor	0.0017 (W/m ² °C) ⁻¹ [0.0003 (Btu/ft ² h °F) ⁻¹]

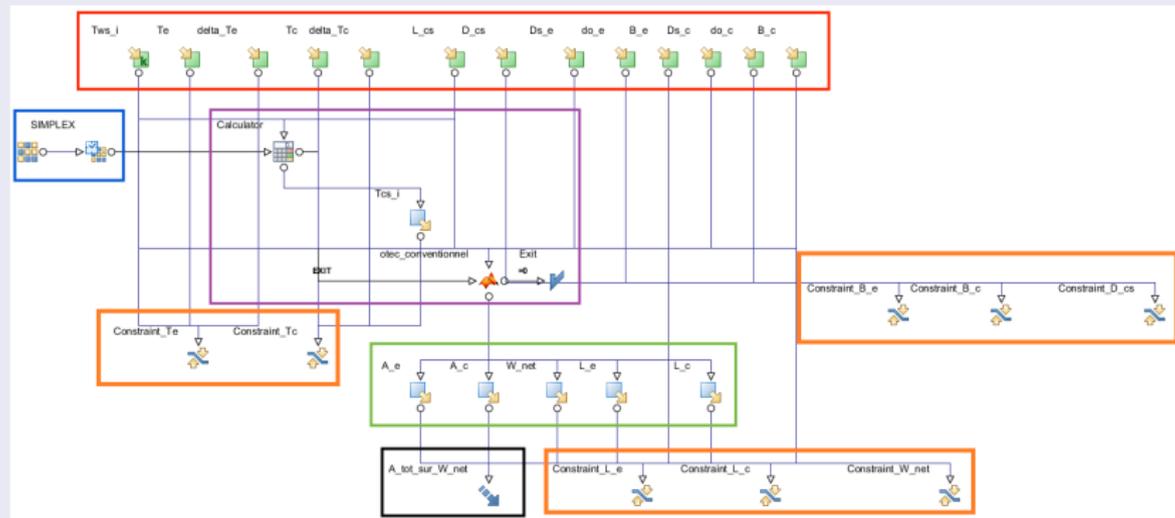
FIGURE: Conditions de fonctionnement retenues par (Ganic et Moeller, 1980) pour une centrale ETM de puissance $W_e = 1 MW$.

Paramètres de conception

Paramètre	Intervalle de variation	Pas
T_E ($^{\circ}C$)	[16, 22]	0.1
ΔT_E ($^{\circ}C$)	[1, 5]	0.1
T_C ($^{\circ}C$)	[9, 15]	0.1
ΔT_C ($^{\circ}C$)	[1, 5]	0.1
L_{cs} (m)	[500, 1500]	10
D_{cs} (m)	[0.5, 5]	0.05
$D_{s\ e}$ (m)	[0.1, 3]	0.025
$B\ e$ (m)	[0.1, 5]	0.1
$d_{o\ e}$ (m)	[0.01, 0.03]	0.005
$D_{s\ c}$ (m)	[0.1, 3]	0.025
$B\ c$ (m)	[0.1, 5]	0.1
$d_{o\ c}$ (m)	[0.01, 0.03]	0.005

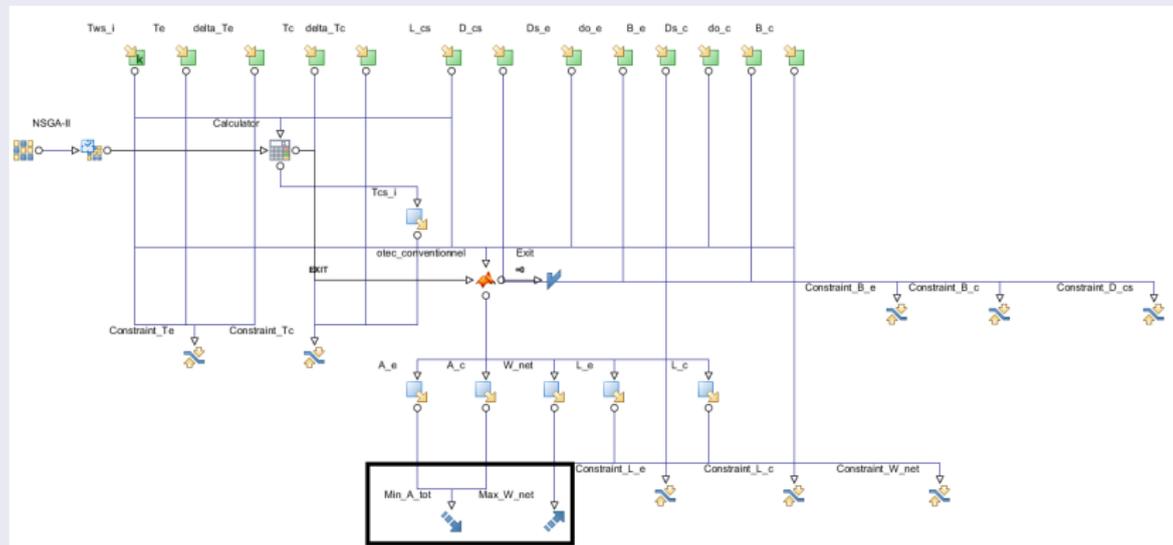
- intervalles de variation et pas de variation pour les 12 paramètres de conception

Chaîne de calcul (logiciel ModeFrontier)



- méthodes de minimisation de $f(\mathbf{x})$ = méthode globale NSGA-II + méthode sans gradient du simplexe (formulation Nelder & Mead) pour vérification croisée
- couplage avec la librairie thermodynamique CoolProp et un ensemble de scripts Matlab permettant de calculer objectifs et contraintes

Chaîne de calcul (logiciel ModeFrontier)

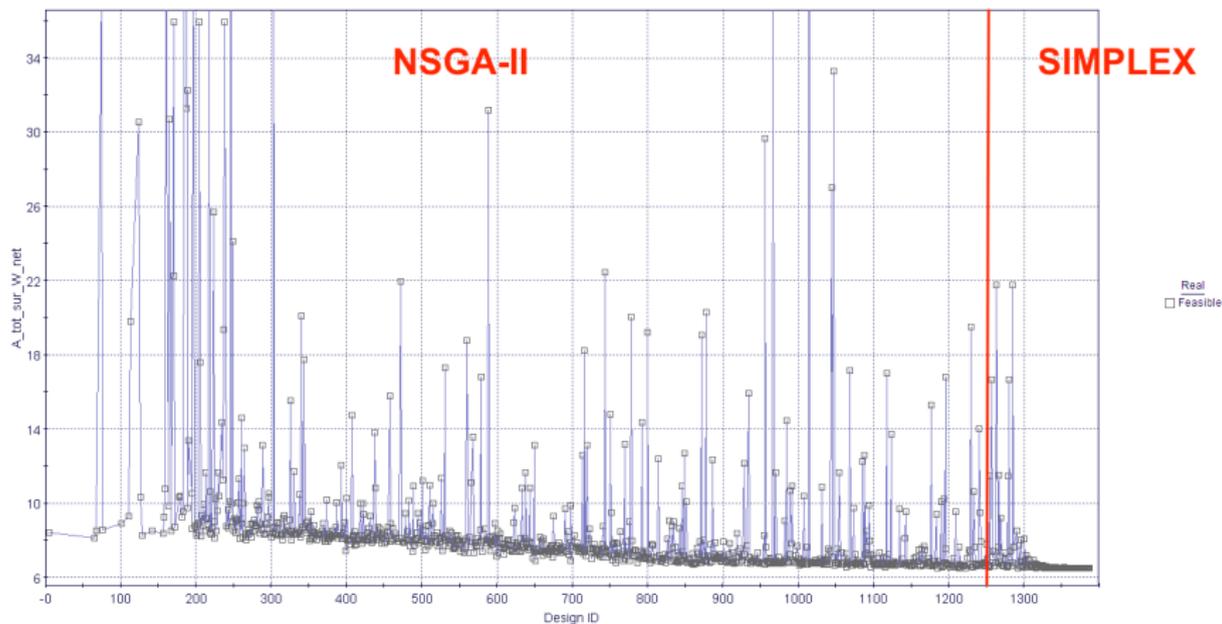


- méthode de minimisation de $f(\mathbf{x})$ = méthode globale NSGA-II bien adaptée à la résolution d'un problème multi-objectifs

Plan de l'exposé

- Contexte
- Modélisation d'une centrale ETM à cycle fermé en mer
- Problème d'optimisation et méthode de résolution
- **Analyse des résultats et perspectives**

Evolution de l'objectif en fonction du nombre de designs calculés



Paramètres optimaux et caractéristiques associées

T_E ($^{\circ}C$)	21.2
ΔT_E ($^{\circ}C$)	2.5
T_C ($^{\circ}C$)	10.7
ΔT_C ($^{\circ}C$)	2.3
T_{csi} ($^{\circ}C$)	5.14
L_{cs} (m)	980
D_{cs} (m)	2.55
D_{s_e} (m)	1.99
B_e (m)	0.3
d_{o_e} (m)	0.01
D_{s_c} (m)	1.99
B_c (m)	0.2
d_{o_c} (m)	0.01

W_{net} (KW)	670.46
A_e (m^2)	2129.3
A_c (m^2)	2235.7
A_{tot}/W_e^{net} (m^2/kW)	6.5105
L_e (m)	2.52
L_c (m)	2.64

Comparaison avec des dimensionnements existants

	Présent modèle	Réf. [3]
A_{tot}/W_e^{net} (m^2/kW)	6.5105	6.1842
T_E ($^{\circ}C$)	21.2	21.39
ΔT_E ($^{\circ}C$)	2.5	3.55
T_C ($^{\circ}C$)	10.7	12.14
ΔT_C ($^{\circ}C$)	2.3	2.64

- comparaison avec la solution "optimale" trouvée par (Ganic et Moeller, 1980) [3] via une étude paramétrique
- comparaison partielle car [3] suppose L_{cs} fixée ainsi que les pertes de charge à travers les échangeurs (non-caractérisés)
- différence sur T_C explicable via $L_{cs} = 980 m$ pour présente étude alors que L_{cs} fixée à $610 m$ pour [3]
- pas de résultat fourni dans [3] pour la puissance nette

Comparaison avec des dimensionnements existants

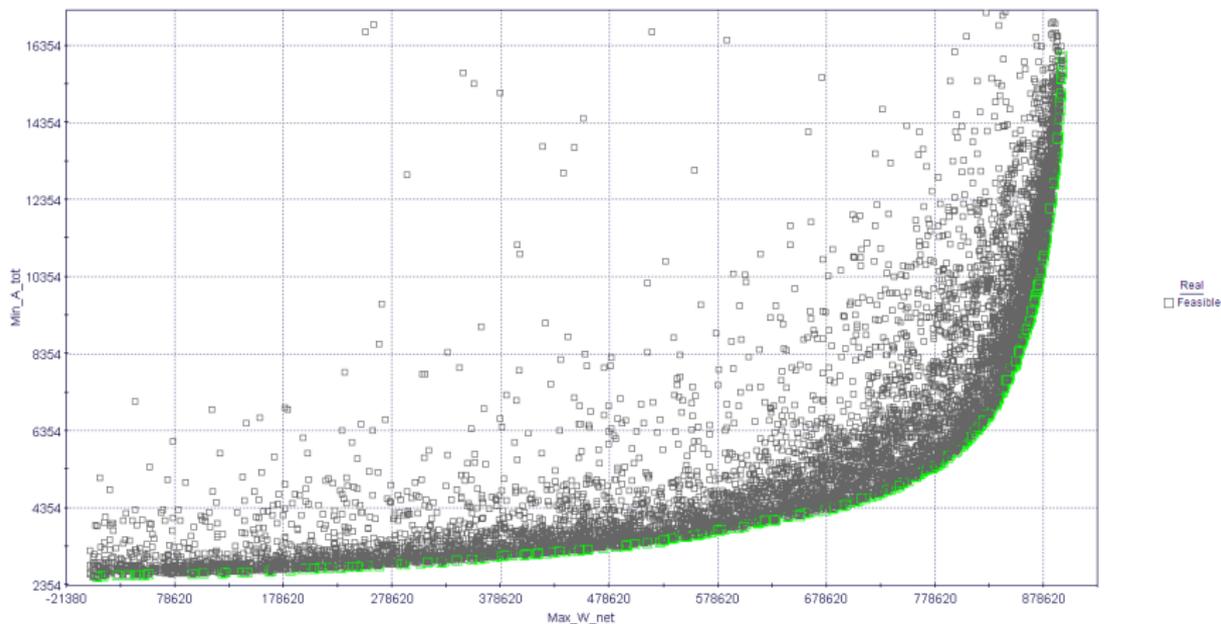
- comparaison partielle avec le dimensionnement "optimal" (étude paramétrique) réalisé par (Uehara *et al.*, 1988) [4] pour une centrale de puissance $W_e = 25 MW$.

Plant type		floating
Gross power	[MWe]	25.0
Working fluid		ammonia
Seawater temperature:	[°C]	
at evaporator inlet		30.8
at condenser inlet		9.2
Cold Water Pipe:		
length	[m]	450.0
diameter	[m]	7.0
Seawater velocity:		
entering evaporator	[m/s]	0.80
entering condenser	[m/s]	0.95
Mass flowrates:		
warm water	[kg/s]	75,300.0
cold water	[kg/s]	66,000.0
working fluid	[kg/s]	663.0
Heat Exchangers:		
Heat transfer area		
Evaporator	[m ²]	56,600.0
Condenser area	[m ²]	45,200.0
Length		
Evaporator (4 pieces)	[m]	51.58
Condenser (4 pieces)	[m]	39.90
Plate Pair number		
Evaporator		4,086.0
Condenser		3,262.0
Overall heat transfer coefficient	[W/m ² K]	
Evaporator		4,394.0
Condenser		4,689.0
Power consumed by pumps	[kW]	
Warm water pump		2,461.4
Cold water pump		3,161.9
Working fluid pump		599.6
Total pumping power	[kW]	6,222.9
Net power	[kW]	18,777.1

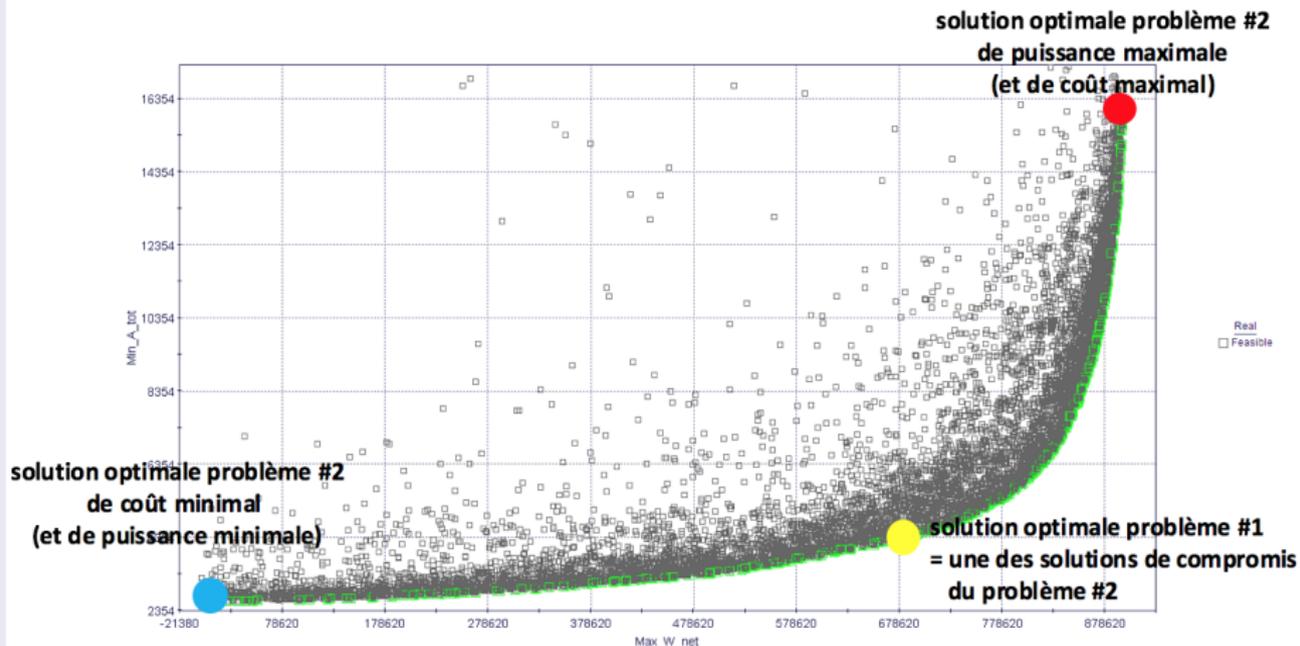
Comparaison partielle avec le design de Uehara *et al.* pour centrale 25 MW

- diamètre de conduite d'eau froide $D_{cs} = 2.55\text{ m}$ pour centrale 1 MW ; $D_{cs} = 7\text{ m}$ pour centrale 25 MW (**problématique identifiée pour les centrales ETM**)
- rapport $\eta = \frac{W_e^{net}}{W_e}$ estimé à 67% pour la centrale 1 MW et à 75% pour la centrale à 25 MW
- variation proportionnelle de la surface des échangeurs entre la centrale à 1 MW de la présente étude (échangeurs à tubes et calandre) et la centrale à 25 MW de l'étude Uehara *et al.* (échangeurs à plaques)

Front de Pareto dans le plan des objectifs (f_1, f_2)



Front de Pareto dans le plan des objectifs (f_1, f_2)



Quelques solutions optimales

	Extrémité 1	Extrémité 2	Optimum pb #1
W_{net} (KW)	7.11	895.40	670.46
A_{tot} (m ²)	2575.2	16067	4365.1
A_{tot}/W_e^{net} (m ² /kW)	362.2	17.9	6.51
T_E (°C)	21.4	21.5	21.2
ΔT_E (°C)	3.7	1	2.5
T_C (°C)	10.4	12.5	10.7
ΔT_C (°C)	3.3	1	2.3
T_{csi} (°C)	5.18	6.54	5.14
L_{cs} (m)	970	730	980
D_{cs} (m)	2.8	2.75	2.55
D_{s_e} (m)	1.91	2.91	1.99
B_e (m)	0.1	0.3	0.3
d_{o_e} (m)	0.01	0.01	0.01
D_{s_c} (m)	1.96	2.91	1.99
B_c (m)	0.1	1.3	0.2
d_{o_c} (m)	0.01	0.01	0.01

- quel que soit l'optimum de Pareto considéré, le diamètre D_{cs} de la conduite d'eau froide reste élevé \Rightarrow problématique de fabrication et de robustesse / tenue en service

Méthodologie

- intérêt d'un (pré-)dimensionnement réalisé par une exploration de l'espace de conception à l'aide d'une méthode d'optimisation globale permettant d'intégrer des objectifs multiples

Concept de centrale ETM

- nécessité d'une évolution conceptuelle permettant de réaliser une centrale ETM dont la conduite d'eau froide soit de diamètre D_{cs} réduit par rapport aux diamètres actuellement nécessaires (soit de l'ordre de 5 m pour $W_e = 10\text{ MW}$, 10 à 15 m pour $W_e = 100\text{ MW}$ et 30 m pour $W_e = 400\text{ MW}$)
- nouveau concept actuellement étudié grâce à la chaîne de dimensionnement validée pour une centrale ETM classique
- présentation prévue dans le cadre de la **journée "Nouveaux concepts" du GDR EMR** qui aura lieu **le jeudi 29 mars 2018** à l'Ecole Centrale de Lyon