

Sur la modélisation des coefficients d'échange de chaleur dans le cas des échangeurs de chaleur à particules

Ing. C. COLLEE
Ir A. GUILLICK
Ir V. KELNER
Dr M. ROUZES
HELMo-Gramme – Liège

Dans le cadre de ce travail de fin d'étude, la modélisation d'un échangeur de chaleur à particules est proposée. Une solution analytique approchée des champs de vitesse autour des tubes ainsi qu'une modélisation par analogie électrique des résistances thermiques sont implémentées. Cette étude mène à une constatation : n'importe quel modèle possède des imperfections. Pour pallier ce problème, un algorithme d'optimisation numérique basé sur la génétique est utilisé afin de recalibrer le modèle établi. L'objet de ce travail étant confidentiel, certains éléments ne sont pas détaillés volontairement.

Mots-clefs: coefficient d'échange thermique, centrale solaire, particules, échangeur de chaleur, Matlab, MOGA, optimisation numérique, recalage de modèle.

In the framework of this thesis, the modeling of a particle heat exchanger is proposed. An approximate analytical solution of the velocity fields around the tubes as well as a modeling by electrical analogy of the thermal resistances are implemented. This study leads to the observation that any modelling has flaws. To overcome this problem, a numerical optimization algorithm based on genetics is used to adjust the established model. As the subject of this work is confidential, some elements are not detailed deliberately.

Keywords: heat transfer coefficient, solar power plant, particles, heat exchanger, Matlab, MOGA, numerical optimization, model recalibration.

1. Introduction

La consommation d'électricité n'a cessé d'augmenter ces dernières années. Pour répondre à cette demande croissante, des nouvelles manières de penser la production d'énergie ont émergé et ont été mises en place dès les années 2000. Parmi ces nouvelles façons de produire de l'électricité, la production d'énergie solaire occupe une place de choix et continue à se développer depuis lors. Des centrales solaires sont installées dans des régions du monde où l'ensoleillement le permet. John Cockerill Solar est d'ailleurs leader mondial au niveau de la puissance installée, à ce jour.

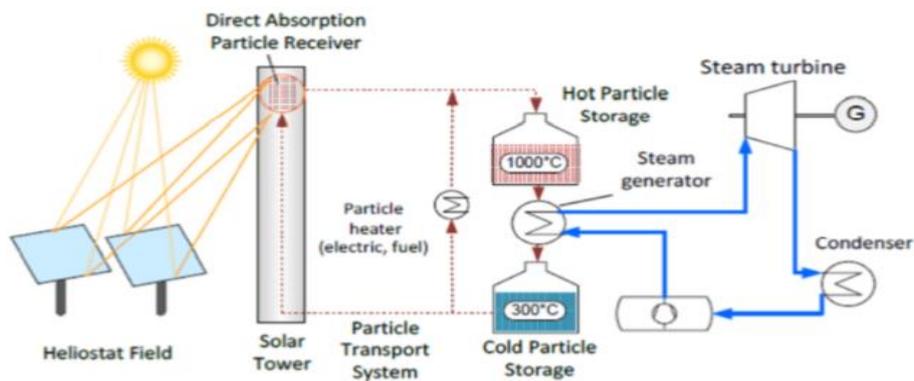


Figure 1 : – Schéma de principe d'une centrale solaire à particules solide et vapeur. [6]

En règle générale, les centrales solaires concentrent les rayons solaires en un point à l'aide d'héliostats, des miroirs orientables en fonction de l'inclinaison des rayons du soleil, dans le but de chauffer un fluide caloporteur. Celui-ci va ensuite passer dans un échangeur de chaleur et transmettre sa chaleur à un fluide de travail. Ce fluide de travail sera ensuite turbiné afin de produire de l'électricité. En Figure 1, une centrale solaire à rayons concentrés utilisant la technologie des particules est décrite. Cette technologie est étudiée et modélisée dans le cadre du projet HiFlex. Ce dernier est un projet financé par l'Union Européenne afin de remplacer la technologie des sels fondus par des particules dans des échangeurs de chaleur. Ce changement permet de diminuer le coût de stockage de l'énergie. Le prototype doit être construit et testé dans une usine de pâtes en Italie.

1.1. Les échangeurs de chaleur à particules

De manière générale, un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre. Pour un échangeur de chaleur à particules, il s'agit d'une coque qui renferme un faisceau de tubes autour

desquels des particules solides possédant une très haute température tombent par gravité, comme le montre la Figure 2.

Les particules tombent à travers l'échangeur et transmettent leur chaleur au fluide de travail par les trois grands modes de transfert thermique : conduction, convection et radiation. Ce faisant, le fluide de travail dans les tubes récupère une partie de la chaleur donnée par les particules. Le fluide de travail s'écoule du bas vers le haut, ce qui en fait un échangeur de chaleur à contre-courant.

1.2. Historique de l'étude des échanges thermiques via des particules

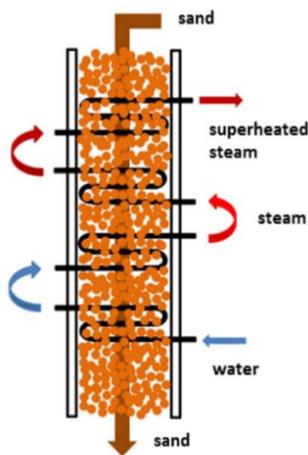


Figure 2 : Schéma de principe d'un échangeur de chaleur à particules dans le cas de vapeur d'eau comme fluide de travail. [5]

Les premières recherches sur les échanges de chaleur par contact via des particules solides remontent aux années 40. Dans les années 60, les premiers échangeurs de chaleur à particules sont déjà commercialisés, principalement dans le domaine de l'agriculture.

Toutes ces études cherchent à déterminer les paramètres principaux influençant la qualité de l'échange thermique, souvent exprimé sous la forme d'un coefficient d'échange de chaleur.

Ainsi, le transfert de chaleur est grandement influencé par la configuration de l'échangeur de chaleur : les conditions de l'écoulement, les propriétés des particules, la répartition des particules, le contact entre les parois et les particules, l'agencement des plaques ou des tubes, la vitesse d'entrée des particules, ...

En règle générale, le temps de contact des particules à la surface des tubes apparaît être un facteur d'influence important. Ce temps est fonction de la vitesse des particules en entrée de l'échangeur de chaleur. Une augmentation de la vitesse d'entrée des particules augmente d'abord rapidement le coefficient de transfert thermique avant de converger asymptotiquement.

2. La modélisation de l'échangeur de chaleur à particules

Afin de proposer une modélisation numérique la plus proche possible de la réalité des échanges thermiques en jeu, une étape critique est la modélisation des champs de vitesse autour des tubes. La détermination des champs de vitesse est très importante puisqu'elle influence grandement la manière dont les particules vont

transmettre leur chaleur à leur environnement, par exemple au niveau du temps de contact entre les particules et la structure tubulaire.

Ensuite, il s'agit de déterminer les mécanismes préférentiels de ce transfert de chaleur. Cette partie de la modélisation décrit les contributions de la radiation, de la conduction et de la convection des particules dans l'échangeur de chaleur.

2.1. Une solution analytique approchée selon Niegsch

Une résolution analytique des champs de vitesse des particules autour des tubes a été proposée par Niegsch [1] dans les années 90 et celle-ci reste encore une référence dans le domaine de la modélisation des lits de particules compacts. Cette solution décrit non seulement les champs de vitesse des particules autour des tubes mais aussi les résistances thermiques des particules à proximité des tubes.

2.1.1 Les champs de vitesse

Niegsch se base sur plusieurs principes pour élaborer une seule équation permettant d'évaluer le champ de vitesse autour d'un tube. En supposant que l'écoulement se comporte comme un fluide newtonien¹, il estime que le tenseur des contraintes est directement proportionnel au tenseur des déformations via la viscosité.

De plus, dans cette modélisation, Niegsch prend en compte les particularités des écoulements de particules autour de structure tubulaire en découpant le tube en 3 zones distinctes, visibles à la Figure 4 :

- Secteur I ou la zone stagnante: en tombant à travers l'échangeur de chaleur, les particules s'accumulent sur la partie supérieure du tube. Puisque les particules se déplacent sous l'effet de la gravité, qu'elles possèdent une certaine cohésion entre elles et avec la structure tubulaire, elles se posent sur le dessus du tube. Ce phénomène est à l'origine d'une zone stagnante, soit une zone où le transfert de chaleur est très réduit car cette couche de particules va isoler une partie du tube des particules chaudes en mouvement.
- Secteur II ou l'entre-deux: les particules sont directement en contact avec le tube.
- Secteur III ou la zone vide: les particules tombent en longeant le tube mais ne collent pas au tube.

¹ Cette hypothèse de fluide newtonien a été discutée depuis la publication de cet article et est, aujourd'hui, une des faiblesses de cette modélisation puisque le lit de particules ne se comporte pas comme un fluide newtonien à cause de sa nature biphasique : solide-gaz.

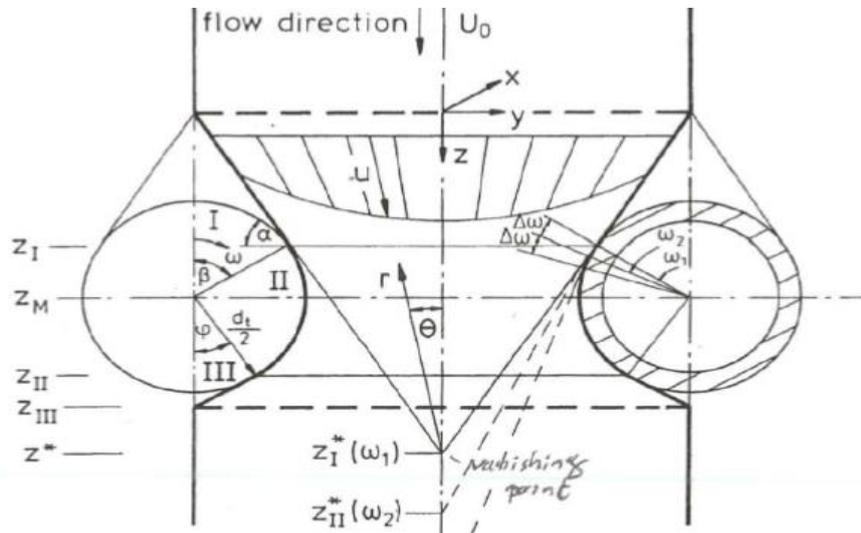


Figure 3 : Schéma des changements de systèmes d'axes ainsi que des différents secteurs. [1]

La relation entre les contraintes et les déformations, découlant ici de l'hypothèse de fluide newtonien, permet de quantifier les changements de direction des vecteurs vitesses. A partir de l'équation de conservation de la masse, Niesch obtient finalement la relation suivante, pour le schéma de référence à la Figure 4 :

$$u_r(r, \theta) = U_0 \frac{z^*}{r} \left[\cos \left(2 \frac{\Psi_w}{\theta_w} \theta \right) \right]^{\frac{\theta_w}{\Psi_w}} \quad (1)$$

Avec :

θ et r qui sont les coordonnées spatiales du domaine étudié, ici donnés en coordonnées cylindriques, respectivement en radians et mm.

Où :

- U_0 est la vitesse en entrée en mm/s.
- z^* est la distance en mm entre l'origine du système d'axes (x, y, z) et le système d'axes (r, θ). Pour les Secteurs I et III, cette distance est fixe tandis que pour le Secteur II, elle est modifiée à chaque incrément d'angle.
- θ_w est l'angle de tangence au cercle pour un secteur donné. Pour les Secteurs I et III, cet angle est fixe tandis que pour le Secteur II, il change avec la distance z^* .

- ψ_w est un angle déterminé par une relation liant ϕ_w , l'angle de friction à la paroi et ϕ_e , l'angle effectif de friction qui sont tous les deux des propriétés du lit de particules.
- u_r est la vitesse des particules pour un point donné autour du tube en mm/s.

La théorie donne des résultats plausibles, avec une vitesse maximale au niveau de la réduction maximale de section entre deux tubes ainsi que des réductions de vitesses près des zones mortes.

2.1.2 Les résistances thermiques à proximité des tubes

Grâce à la discrétisation en secteur, Niegisch est en mesure d'établir un coefficient de transfert de chaleur local en fonction de la position à la circonférence du tube.

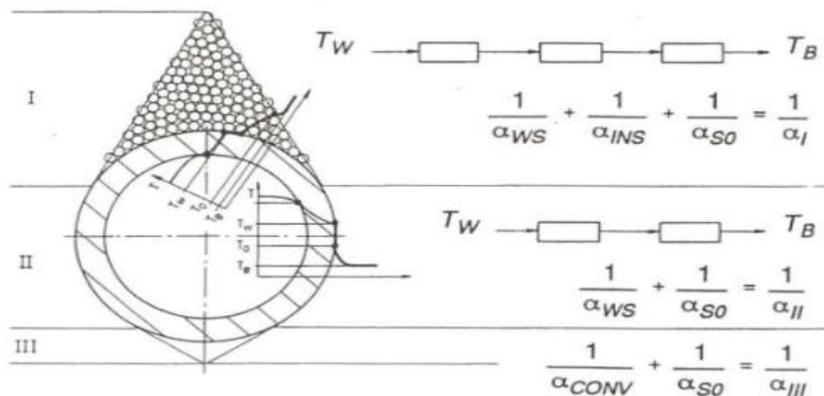


Figure 4 : – Schématique des résistances thermiques par secteur. [1]

Niegisch définit les résistances thermiques à proximité du tube en prenant soin de bien séparer les contributions de chaque élément, comme décrit à la Figure 5:

- *Secteur I* : Trois résistances thermiques en série avec la résistance thermique due au contact des particules avec le tube, la résistance thermique de la couche de particules qui isole le tube et la résistance thermique du lit de particules à proximité des tubes.
- *Secteur II* : Deux résistances thermiques en série avec la résistance thermique due au contact des particules avec la paroi du tube et la résistance thermique du lit de particules à proximité des tubes.
- *Secteur III* : Deux résistances thermiques en série avec la résistance thermique due à la zone vide se trouvant sous le tube et la résistance thermique du lit de particules à proximité des tubes.

2.2. Les résistances thermiques

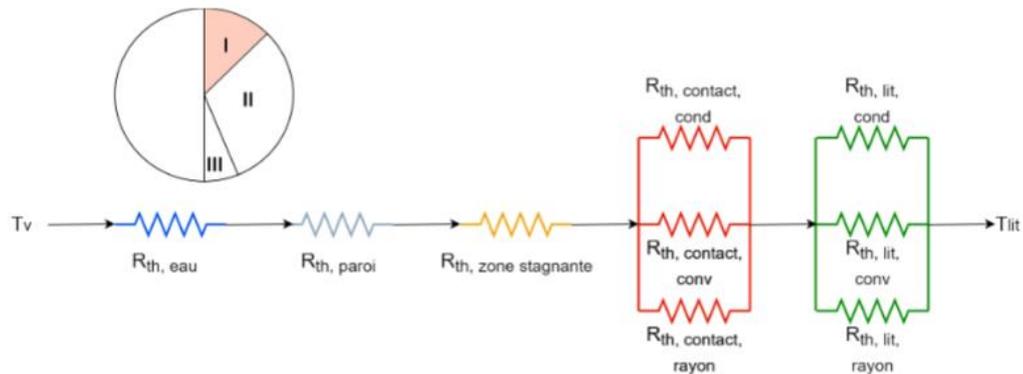


Figure 5 : Résistances thermiques considérées lors de la modélisation de la modélisation de l'échangeur de chaleur pour la zone I. [4]

Niegsch a défini les effets des résistances thermiques à proximité du tube mais l'étude des coefficients de transfert de chaleur ne se limite pas à cette zone. Il est aussi nécessaire de modéliser le reste des contributions du lit de particules plus éloigné du tube, du fluide passant dans les tubes, de la paroi du tube, etc. Pour illustrer ce propos, le Secteur I sera utilisé à la Figure 6 mais des chemins de résistance différents seront implémentés pour les différents secteurs.

La plupart des résistances thermiques ont été déduites de corrélations déjà établies dans la littérature scientifique, parmi lesquelles nous pouvons citer la théorie de Schlünder [2] pour l'impact du lit de particules sur le transfert de chaleur, la corrélation de Gnielinski [3] exprimant la conductivité thermique du fluide dans les tubes, etc.

Les différentes zones sont considérées de manière individuelle. Pour le Secteur I à la Figure 6, les résistances suivantes sont à prendre en compte :

- La résistance thermique de l'eau dans les tubes $R_{th,eau}$
- La résistance thermique de la paroi des tubes $R_{th,paroi}$
- La résistance thermique de la zone stagnante $R_{th,zone\ stagnante}$, qui caractérise le petit tas de particules s'amassant sur le tube.
- La résistance thermique équivalente des particules directement en contact avec la zone stagnante $R_{th,contact}$.
- La résistance thermique équivalente du lit de particules $R_{th,lit}$

Certaines résistances sont mises en parallèle pour respecter l'analogie électrique : la chaleur choisira toujours le chemin de moindre résistance pour passer d'un point à un autre.

3. Le recalage de modèle

Toute modélisation comporte ses failles et ses limites. Pour pallier les limites de la modélisation présentée dans le cadre de ce travail, des coefficients de correction ont été ajoutés. Les coefficients serviront à calibrer le modèle numérique afin de se rapprocher le plus possible de la réalité physique.

Plusieurs coefficients ont donc été ajoutés aux équations qui gouvernent l'échange de chaleur. Le coefficient de correction β_{HX} est directement tiré de la littérature scientifique grâce à la géométrie spécifique de l'échangeur de chaleur tandis que les autres sont ajustés grâce à un algorithme d'optimisation numérique basé sur la génétique.

Afin de calculer la dynamique complète de l'échangeur de chaleur, il faut déterminer l'évolution de la température du lit de particules et l'enthalpie fluide circulant dans les tubes. Pour ce faire, un système de 3 équations à 3 inconnues est utilisé :

$$q = \beta_B \cdot \dot{m}_B \cdot c_{p,B} \cdot (T_{B_{in}} - T_{B_{out}}) \quad (2)$$

$$q = \beta_{HX} \cdot A \cdot \alpha_{global} \cdot \Delta T_{log} \quad (3)$$

$$q = \beta_F \cdot \dot{m}_F \cdot (H_{out} - H_{in}) \quad (4)$$

- q est le flux de chaleur échangé par un tube de la rangée considérée en W.
- \dot{m}_B est le débit massique de particules autour d'un tube d'une rangée en kg/s.
- $c_{p,B}$ est la capacité thermique à pression constante du lit de particules en J/(K.kg).
- $T_{B_{in}}$ est la température du lit de particules en entrée de la rangée en K.
- $T_{B_{out}}$ est la température du lit de particules en sortie de la rangée en K.
- A est la surface d'échange de chaleur en m^2 .
- α_{global} est le coefficient d'échange thermique global pour un tube d'une rangée en W/(K. m^2). Ce coefficient d'échange est directement lié aux résistances thermiques définies précédemment.
- ΔT_{log} est la différence de température moyenne logarithmique en K.
- \dot{m}_F est le débit massique de fluide dans un tube d'une rangée en kg/s..
- H_{out} est l'enthalpie du fluide en sortie de la rangée en J/kg.

- H_{in} est l'enthalpie du fluide en entrée de la rangée en J/kg.
- β_{HX} est le coefficient de correction appliqué à l'échangeur de chaleur. Ce coefficient est fixé par des corrélations provenant du VDI² [6], adimensionnel.
- β_B est le coefficient de correction appliqué au flux de particules, adimensionnel.
- β_F est le coefficient de correction appliqué au fluide de travail passant dans les tubes, adimensionnel.

Les coefficients β_B et β_F sont déterminés grâce à l'algorithme d'optimisation numérique.

β_B exprime que le flux utile de particules en contact avec les tubes n'est pas exactement l'intégralité du flux qui tombe à travers l'échangeur de chaleur.

β_F prend, lui, 3 valeurs différentes en fonction des changements de phase du fluide dans l'échangeur de chaleur. Il exprime les différences d'écoulement entre les différentes phases.

3.1. MOGA, un algorithme d'optimisation multi-objectif basé sur la génétique

L'étude des échanges thermiques entre des particules et des surfaces est complexe. Cet aspect rend la modélisation exacte des phénomènes en jeu ardue. Dès lors, de nombreux modèles utilisent des coefficients de calibration dans le but d'obtenir un modèle simplifié dont les résultats sont en ligne avec les observations expérimentales disponibles dans la littérature.

L'optimisation numérique est l'art du compromis entre le monde idéal et le monde réel. Dans un monde idéal, tous les objectifs pourraient être minimisés en même temps. Dans le monde réel, le concept de tolérance doit être introduit. Cette tolérance est le lest que nous nous autorisons à lâcher afin de trouver une solution à mi-chemin entre tous les objectifs à optimiser.

Le principe général de fonctionnement de l'algorithme MOGA suit les grandes étapes suivantes :

- L'initialisation d'une population de coefficients de correction
- Le calcul des valeurs critiques via les équations gouvernantes recalibrées avec les coefficients

² Le VDI est un livre de référence utilisé pour la conception et la construction d'échangeurs de chaleur, entre autres.

- Le classement et les pénalités appliquées des solutions obtenues en fonction des tolérances acceptées
- Le tournoi où les coefficients de recalibrage les plus efficaces sont gardés
- Le croisement où les coefficients gagnants peuvent se reproduire
- La mutation d'une partie de la nouvelle population, créée lors du croisement
- La mort de la population initiale

Sur cette base, des coefficients ont été choisis pour différents cas de charge (100%, 75%, 50% et 30% du débit nominal de particules) afin de les optimiser en fonction des résultats attendus.

4. Résultats

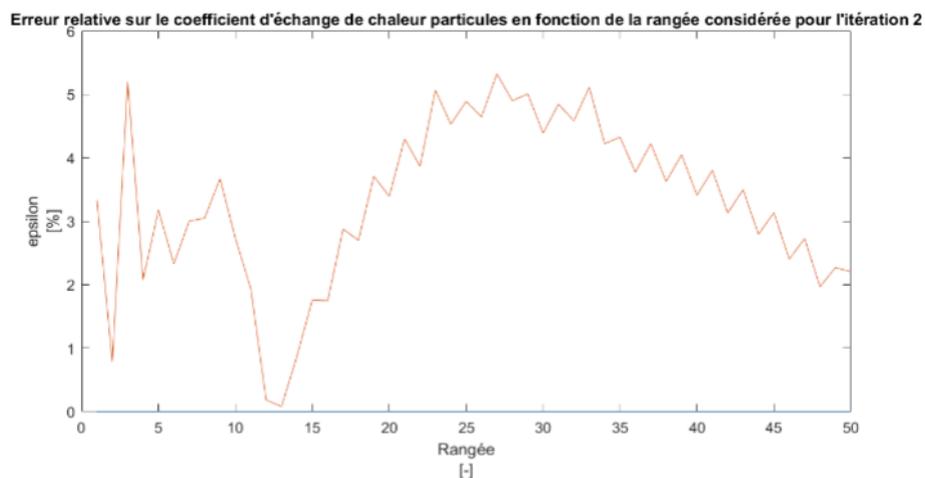


Figure 6 : Erreur relative sur le coefficient d'échange de chaleur particules en fonction de la rangée considérée. [4]

La prédiction et la correction des coefficients d'échange de chaleur pour les particules se rapprochent énormément des valeurs attendues. Le modèle recalibré permet de rester en-dessous des 5% d'erreur entre les valeurs calculées et les valeurs attendues pour le cas de charge 100%, comme montré à la Figure 6. Les autres cas de charge ne sont pas discutés pour respecter la confidentialité de ce travail.

5. Conclusion

Ce travail ouvre la voie à une étude plus approfondie pour l'obtention de corrélations. L'obtention de ces dernières nécessiterait une base d'essais plus fournie afin que les statistiques puissent converger et fournir des résultats dans lesquels la confiance est élevée.

6. Sources

- [1] J. Niegsch, D. Köneke et P. Weinspach, «Heat transfer and flow of bulk solids in a moving bed,» *Chemical Engineering and Processing*, 1994.
- [2] E. Schlünder, «HEAT TRANSFER BETWEEN PACKED, AGITATED AND FLUIDIZED BEDS AND SUBMERGED SURFACES,» *CHEMICAL ENGINEERING COMMUNICATIONS*, pp. 273-302, 1981.
- [3] VDI Heat Atlas, Springer Berlin, 2010.
- [4] C. Collée, Mémoire confidentiel : Sur la modélisation des coefficients d'échange de chaleur dans le cas des échangeurs de chaleur à particules, HELMo, 2022.
- [5] M. Krüger, P. Bartsch, H. Pointner et S. Zunft, «Solar tower power plant using a particle-heated steam generator : Modeling and parametric study.,» 2016.
- [6] A. Taziaux, Mémoire confidentiel : Étude d'un échangeur de chaleur tubulaire à lit tombant de particules appliqué à une centrale concentration solaire, HELMo, 2020.