

Modèle 1D-1D de condenseur avec CATHARE pour la simulation à l'échelle système de cycles de Rankine

1D-1D condenser model with CATHARE for system-scale simulation of Rankine cycles

Vincent AUDOLY^{1*}, Laura MATTEO¹, Claire VAGLIO-GAUDARD¹, Gédéon MAUGER², Nicolas TAUVERON³

¹CEA Cadarache, DES/IRESNE/DER

13108 Saint-Paul-Lez-Durance

²CEA Saclay, DES/ISAS/DM2S, Université Paris-Saclay

91191 Gif-sur-Yvette

³Univ Grenoble Alpes, CEA/LITEN/DTCH/LCST

38000 Grenoble

*(auteur correspondant : vincent.audoly@cea.fr)

Résumé - Le condenseur est un élément essentiel des cycles de Rankine, mis en œuvre dans les centrales thermiques comme les centrales nucléaires. Ces condenseurs, souvent des échangeurs à tubes et calandre, permettent de condenser la vapeur de turbine basse pression grâce à l'eau de refroidissement circulant dans les tubes. La pression dans le condenseur, influencée par les échanges thermiques, impacte directement la production électrique et le rendement de la centrale. Cet article propose un modèle dynamique de condenseur 1D-1D utilisant le code thermohydraulique CATHARE-3. Une comparaison à des résultats expérimentaux et à l'approche corrélative du Heat Exchange Institute (HEI) donnent un bon accord en fonctionnement nominal. Ce modèle permet également de simuler le comportement dynamique du condenseur.

Abstract - The condenser is an essential component of Rankine cycles, implemented in thermal power plants such as nuclear power plants. These condensers, often tube and shell heat exchangers, condense low-pressure turbine steam by means of cooling water circulating through the tubes. The pressure in the condenser, influenced by thermal exchanges, directly impacts electricity production and plant efficiency. This paper proposes a dynamic 1D-1D condenser model using the CATHARE-3 thermal-hydraulic code. A comparison with experimental results and the Heat Exchange Institute (HEI) correlation approach shows good agreement under nominal operation. This model also allows for the simulation of the condenser's dynamic behavior.

Nomenclature

A	section de passage, m ²
C_f	coefficient de traînée
d	diamètre, m
h	coefficient d'échange, W. m ⁻² . K ⁻¹
h_{lv}	chaleur latente de vaporisation J. kg ⁻¹
L	longueur des tubes, m
N, n	nombre entier
S	surface d'échange, m ²
p	pas entre les tubes, m
T	température, K
U	coefficient d'échange global, W. m ⁻² . K ⁻¹

Symboles grecs

α	angle, rad
Φ	flux thermique, W. m ⁻²
λ	conductivité thermique, W. m ⁻¹ . K ⁻¹
μ	viscosité dynamique, kg. m ⁻¹ . s ⁻¹
ρ	densité, kg. m ⁻³

Indices et exposants

p	paroi
l	liquide
v	vapeur
i	intérieur
e	extérieur

1. Introduction

Les cycles de Rankine sont largement utilisés pour convertir la chaleur en électricité, utilisant des sources de chaleur variées comme les combustibles fossiles, le nucléaire et les énergies renouvelables. Un fluide, souvent de l'eau, est pompé, vaporisé, puis détendu dans une turbine avant d'être condensé dans un condenseur. Ce cycle est crucial pour la décarbonation et la diversification des sources d'énergie, notamment en raison des enjeux de flexibilité et de fourniture de chaleur. Par ailleurs, le réchauffement climatique affecte les températures de la source froide, impactant le rendement des centrales et la quantification de cet impact est important. Le condenseur est un composant clé des centrales nucléaires où la vapeur se condense au contact de tubes contenant de l'eau de refroidissement. Les performances du condenseur influencent donc directement la production électrique. Une température de source froide basse et un coefficient d'échange élevé réduisent la pression dans la calandre, augmentant ainsi la chute d'enthalpie et le travail généré par la turbine. Pour simuler les réacteurs nucléaires et leurs cycles de Rankine, un modèle dynamique de condenseur est nécessaire. Cet article propose un modèle 1D-1D utilisant le code de thermo-hydraulique CATHARE-3 [1], permettant un compromis entre représentativité de la complexité des phénomènes physiques et les contraintes de temps de simulation. Un travail similaire utilisant le code RELAP5 a été effectué [2] mais utilise plusieurs objets 1D et 0D. Ici, seuls deux éléments 1D sont utilisés pour représenter la calandre et le faisceau tubulaire, cette approche est similaire à celle utilisée par Gong et al. [3].

Du fait de l'importance de ce composant, de nombreuses études numériques ont cherché à en simuler le comportement, via des modélisations à différentes échelles (0D, 1D, 2D, 3D). Pour une intégration dans un code système comme CATHARE-3, les approches 0D et 1D sont préférées car elles se connectent bien au reste du circuit modélisé en 1D. Bien que la modélisation en CFD puisse fournir des informations détaillées, elle est coûteuse en capacité de calcul et non nécessaire pour le niveau de modélisation considéré. L'article présente une approche de modélisation 1D-1D avec CATHARE-3, validée à partir de données expérimentales issues d'un article de Saari et al. [4] et comparée à l'approche HEI [5]. Une analyse des termes de résistance thermique est effectuée pour interpréter les résultats. Enfin, une simulation de variation de puissance dans un cycle de Rankine illustre le comportement dynamique du modèle.

2. Description du modèle CATHARE-3

2.1. Description de la géométrie

Les condenseurs des centrales nucléaires sont des échangeurs à tubes et calandre dont le faisceau tubulaire a une forme souvent complexe. La direction de l'écoulement est tridimensionnelle, allant de l'extérieur à l'intérieur du faisceau tubulaire. Dans CATHARE-3, le module 0D a vocation à modéliser des grands volumes dans lesquels la vitesse d'écoulement est négligeable ; il est donc inadapté dans le cas d'un condenseur de centrale nucléaire dans lequel la vitesse de vapeur atteint de grandes vitesses (jusqu'à 100 m/s). Ainsi, un élément 1D sera utilisé pour la calandre comme pour le faisceau tubulaire.

Dans le cas d'un condenseur, les grandeurs géométriques importantes sont :

- d_e et d_i les diamètres extérieurs et intérieurs des tubes
- N_t le nombre total de tubes
- L_t la longueur des tubes

- p la distance entre chaque tube (pas du maillage)
- n_r le nombre moyen de rangées de tubes rencontrées par l'écoulement de vapeur, il dépend de la géométrie du faisceau tubulaire

La modélisation de l'écoulement en 1D nécessite de définir une section de passage pour le fluide, un périmètre frottant, et une longueur caractéristique. Dans le modèle proposé, la géométrie du faisceau tubulaire est projetée sur un axe vertical imaginaire qui représente la direction du fluide. Dans la géométrie réelle, la vapeur s'écoule des bords vers le centre du faisceau tubulaire en traversant une moyenne de n_r rangées de tubes. Dans ce modèle, il est supposé que la vapeur traverse verticalement du haut vers le bas un arrangement triangulaire de n_r rangées contenant chacune N_t/n_r tubes.

La section de passage considérée est la section minimale lors de la traversée d'une rangée, soit :

$$A = \frac{L_t(p - d_e)N_t}{n_r}$$

Le périmètre frottant à considérer est le périmètre frottant moyen vu par le fluide :

$$P = \frac{\frac{2d_e L_t N_t}{n_r} + \left(\frac{p\sqrt{3}}{2} - d_e\right) \times 0}{p \frac{\sqrt{3}}{2}} = 4L_t \frac{N_t}{n_r} d_e \frac{1}{p\sqrt{3}}$$

La hauteur de la zone représentant la calandre est :

$$H = n_r p \frac{\sqrt{3}}{2}$$

En ce qui concerne la modélisation du faisceau tubulaire, la section de passage est :

$$A = \frac{\pi d_i^2}{4} N_t$$

Le périmètre frottant :

$$P = \pi d_i N_t$$

Afin de définir un échangeur thermique entre les tubes et la calandre, le module 1D représentant les tubes fait un angle $\cos(\alpha) = H/L_t$ avec la verticale ascendante. Une visualisation de la géométrie est présentée en Figure 1.

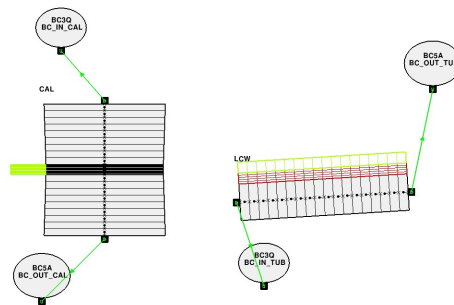


Figure 1 : Schéma CATHARE-3 du modèle de condenseur

2.2. Coefficients d'échange et pertes de charge

Le coefficient d'échange thermique entre l'eau du circuit de refroidissement et la paroi interne des tubes est calculée selon la loi de Dittus-Boelter qui est celle utilisée par défaut dans CATHARE-3 pour une convection monophasique liquide dans les tubes :

$$q_{pl} = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{\lambda_l}{d_i} (T_p - T_l) \quad (1)$$

où q_{pl} est le flux thermique de la paroi vers le liquide circulant dans les tubes, T_w et T_L les températures de la paroi et du liquide respectivement.

Pour le calcul du coefficient d'échange entre l'extérieur des tubes et la vapeur qui se condense, le coefficient d'échange s'exprime comme une combinaison d'un terme gravitaire et d'un terme de cisaillement. En ce qui concerne le terme gravitaire, la corrélation de Nusselt est utilisée :

$$Nu_{gr} = 0,728 \left(\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g h_{lv} d_e^3}{\mu_l \lambda_l \Delta T} \right)^{0,25} \quad (2)$$

Tandis que pour le terme de cisaillement, c'est la corrélation de Shekriladze-Gomelaouri qui est utilisée :

$$Nu_{sh} = 0,9 \sqrt{\frac{v_g d_e \rho_l}{\mu_l}} \quad (3)$$

Le coefficient d'échange total s'écrit alors :

$$h = \frac{d_e}{\lambda_l} \sqrt{\frac{1}{2} Nu_{sh}^2 + \frac{1}{4} Nu_{sh}^4 + Nu_{gr}^4} \quad (4)$$

Enfin, le coefficient d'échange est corrigé pour tenir compte des effets d'inondation, c'est-à-dire la dégradation de l'échange thermique du fait du noyage des tubes par les condensats issus des tubes au-dessus. Il existe plusieurs modèles proposés dans la littérature (voir [6]). Pour cette étude, la corrélation de Kern est utilisée :

$$\bar{h} = h n_r^{-\frac{1}{6}} \quad (5)$$

D'autres paramètres influent sur la qualité d'échange tels que le taux d'incondensables ou bien l'encrassement des tubes mais ils sont souvent difficiles à estimer. Ils ne seront pas étudiés ici.

Enfin, il est important de tenir compte des pertes de charge singulières dues au passage de la vapeur entre les tubes. Pour ce faire, la corrélation de Jakob est utilisée :

$$C_f = \left(1 + \frac{0,475}{\left(\frac{p}{d_e} - 1 \right)^{1,08}} \right) Re_{max}^{-0,16} \quad (6)$$

$$\text{où } Re_{max} = \frac{d_e \rho_v v_v}{\mu_v}$$

3. Comportement stationnaire

L'évaluation du modèle est d'abord faite en état stationnaire et via une étude paramétrique sur la température et le débit de la source froide, ce qui permet une comparaison aux données expérimentales de Saari et al. [4] ainsi qu'à l'approche corrélative HEI. Ensuite, l'influence du débit de vapeur est étudiée. La performance d'un condenseur est généralement mesurée par le coefficient d'échange global U défini conformément à HEI et à l'approche LMTD par :

$$U = \frac{\Phi \ln \left(\frac{T_s - T_{in}}{T_s - T_{out}} \right)}{S(T_{out} - T_{in})} \quad (7)$$

Il est important de noter qu'en supposant la vapeur à saturation, P et U sont directement liés étant donné que la pression impose la température de saturation T_s . Une analyse des différents termes constituant la résistance thermique permet ensuite d'interpréter les résultats.

3.1. Influence de la source froide

Saari et al. [4] fournissent des données expérimentales pour trois géométries (A, B et C) de condenseurs à deux passages, de puissance équivalente. Le modèle décrit ci-dessus appliqué à ces trois cas mène aux hypothèses géométriques résumées dans le *Tableau 1*.

	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
Nombre de tubes	5225	6500	8800
Matériau	Acier SMO	Titane	Titane
Diamètre externe (mm)	28,0	24,0	22,0
Pas entre les tubes (mm)	35,0	32,5	27,5
Épaisseur des tubes (mm)	0,8	0,5	0,5
Longueur des tubes (m)	8,89	8,97	9,27
Nombre de rangées	12	18	8

Tableau 1 : Paramètres géométriques des condenseurs

Le débit de vapeur en entrée est fixé à 105 kg/s et son titre à $x = 0.91$. Le débit d'eau de refroidissement est fixé respectivement à 6200, 5900 et 5800 kg/s pour les condenseurs A, B et C. L'évolution de la pression dans la calandre et du coefficient d'échange global U en fonction de la température d'eau de refroidissement est présentée en Figure 2.

Les résultats montrent un très bon accord entre le modèle 1D-1D et les données expérimentales (les écarts entre la pression prédite et mesurée sont toujours inférieurs à 5%). L'approche HEI 0D implémentée avec CATHARE-3 donne également de bons résultats. Il est intéressant de noter que la prise en compte des pertes de charge est cruciale pour avoir une variation du coefficient d'échange cohérente. Globalement, les modèles tendent à surestimer le coefficient d'échange (à l'exception du condenseur B). Cela peut s'expliquer par l'incertitude sur le nombre de rangées pris dans le modèle. Ce nombre est plus important pour le condenseur B, ce qui augmente la perte de charge totale.

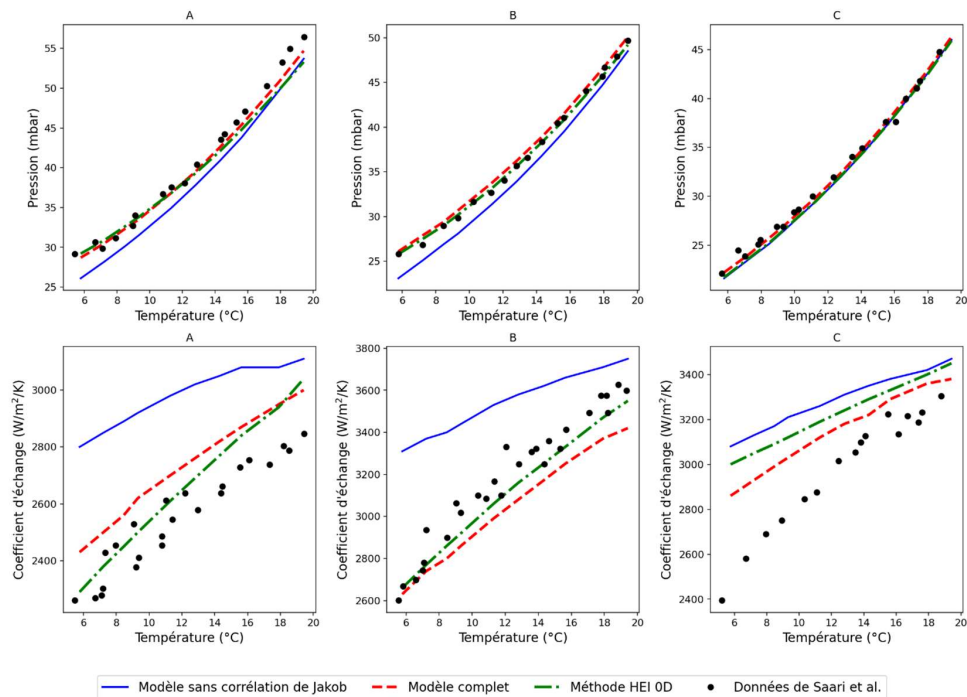


Figure 2 : Pression dans la calandre et coefficient d'échange U en fonction de la température d'eau de refroidissement en entrée

3.2. Influence des conditions d'entrée de la vapeur

Dans cette sous-partie, l'influence des conditions d'entrée de la vapeur est maintenant analysée. En effet, au cours de son fonctionnement, le condenseur est amené à condenser des débits de vapeur différents selon la charge du cycle de Rankine. Cette fois, les simulations sont faites dans le cas A. Le débit de vapeur est imposé entre 60 et 150 kg/s à saturation avec un titre en vapeur $x = 1$. La température d'entrée d'eau de refroidissement est fixée à 11°C. Les résultats de l'étude paramétrique sont donnés en Figure 3.

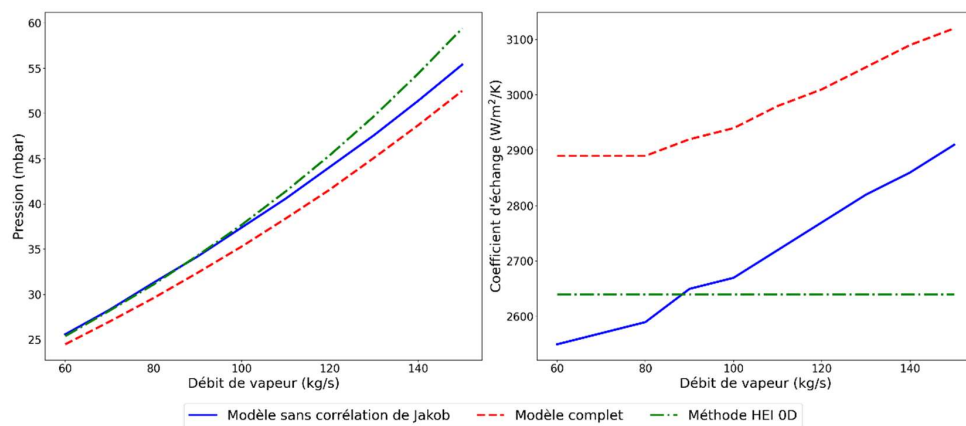


Figure 3 : Pression dans la calandre et coefficient d'échange U en fonction du débit de vapeur entrant pour le condenseur A

En l'absence de données expérimentales, la comparaison est effectuée vis-à-vis de l'approche HEI. Cette approche ne permet pas de prendre en compte la variation de débit de

vapeur pour le calcul du coefficient d'échange contrairement au présent modèle. Avec l'augmentation du débit (et donc de la vitesse) de vapeur, le coefficient d'échange augmente. Comme pour le cas précédent, la prise en compte des pertes de charge dégrade le coefficient d'échange thermique.

3.3. Analyse des résistances thermiques

Le coefficient d'échange U_{th} peut être calculé théoriquement à partir des coefficients d'échange côté liquide et vapeur et de la résistance thermique de la paroi des tubes par :

$$U_{th} = \left(\frac{d_e}{d_i} \frac{1}{h_{liq}} + \frac{1}{r_t} + \frac{1}{h_{vap}} \right)^{-1} \quad (8)$$

avec $r_t = \frac{d_e \ln(d_e/d_i)}{2\lambda}$, la résistance thermique de la paroi. En faisant l'hypothèse que ce coefficient est constant le long des tubes, il est possible de montrer que U_{th} doit coïncider avec U . Ainsi, comprendre l'impact des paramètres de fonctionnement sur h_{liq} et h_{vap} permet de comprendre leur influence sur la performance globale du condenseur. L'analyse des termes dans les équations montre qu'une augmentation de la vitesse de la vapeur augmente le terme de cisaillement et donc h_{vap} . En revanche, le coefficient d'échange h_{liq} n'est pas impacté directement. Lorsque la température d'eau de refroidissement augmente, l'échange thermique dans son ensemble est dégradé et la pression dans la calandre augmente. Cette augmentation de pression induit une augmentation de la densité de vapeur et donc une vitesse de vapeur plus faible à débit constant. Cela conduit à une diminution du terme de cisaillement, ce qui a tendance à diminuer le terme d'échange global. Cependant, une température plus faible de l'eau induit également une baisse de la viscosité de l'eau qui se condense du côté de la vapeur, ce qui augmente le terme gravitaire et donc le coefficient d'échange global. Le même effet se produit de manière plus importante encore du côté de l'eau de refroidissement, le coefficient d'échange de Dittus-Boelter augmentant lorsque la viscosité de l'eau diminue. Par ailleurs, la pression dans la calandre a également un effet sur la perte de charge totale. En effet, plus la densité est importante, moins la vitesse est grande et plus les pertes de charge sont faibles, ce qui augmente le coefficient d'échange global. Comme le montre la Figure 2, la prise en compte des pertes de charge est essentielle pour expliquer l'allure du coefficient d'échange avec une dégradation plus marquée pour les faibles températures (correspondant à une vitesse de vapeur plus élevée).

4. Comportement dynamique

Afin d'illustrer l'intérêt du modèle pour la simulation de transitoires, la réponse du condenseur à une augmentation du débit vapeur est simulée. Un modèle de puits est ajouté en sortie du condenseur : Il s'agit d'un volume dans lequel les condensats sont recueillis. Pour simplifier, on suppose que ce puits a une hauteur de 2 m et une section constante correspondant à la section de sortie du condenseur. Dans les centrales thermiques, le niveau d'eau dans ce volume est régulé. En état stationnaire, il y a autant d'eau condensée que d'eau prélevée en sortie par le circuit d'extraction des condensats et le niveau d'eau reste donc constant. Afin d'observer le comportement du système indépendamment de la manière de réguler, aucune régulation n'est implémentée. Une condition de pression en sortie est imposée en sortie du puits. Partant d'un débit de vapeur de 105 kg/s à saturation avec un titre $x = 1$, le débit est augmenté de 50 % en 1 s à $t = 10$ s. La réponse en pression et en température de sortie d'eau de refroidissement est illustrée par la Figure 4. Lorsque le débit de vapeur en entrée augmente, il y a plus de vapeur entrante que de vapeur condensée. En conséquence, la quantité de vapeur dans la calandre, et donc la pression qui s'y établit, augmente.

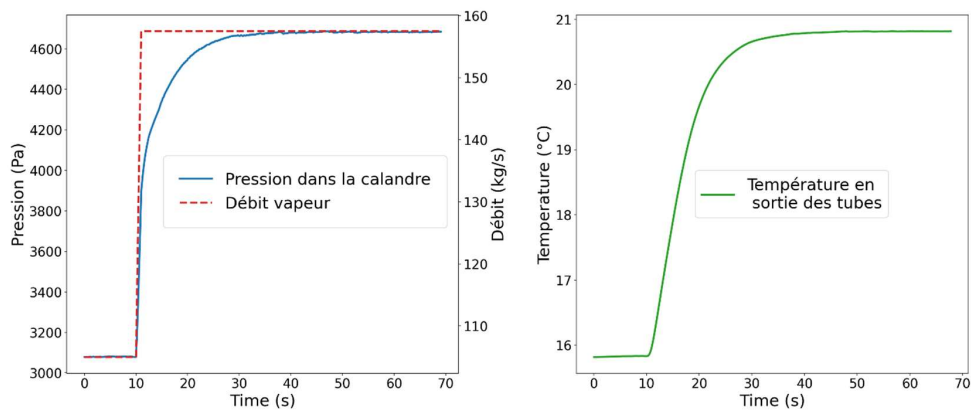


Figure 4 : Réponse du condenseur à une augmentation soudaine du débit vapeur de 50%

Cette augmentation se stabilise lorsque la pression est suffisante pour qu'il y ait équilibre entre le débit de vapeur entrante et le débit de vapeur condensée. Comme la quantité de vapeur à condenser, et donc la quantité de chaleur à évacuer, augmente, la température de l'eau en sortie du circuit de refroidissement augmente et se stabilise avec un temps caractéristique équivalent.

5. Conclusion

Dans cet article, un modèle 1D-1D de condenseur est développé à l'aide du code de thermohydraulique CATHARE-3. Une étude paramétrique sur la température d'eau de refroidissement permet de valider en partie le comportement stationnaire du modèle. Les résultats sont par ailleurs cohérents avec l'approche corrélative du HEI. Les simulations ont montré l'importance de prendre en compte les pertes de charge de façon précise. L'analyse des différents termes du modèle permet de montrer l'impact des différents paramètres de fonctionnement sur la qualité de l'échange thermique. En particulier, le coefficient d'échange augmente lorsque la vitesse de la vapeur augmente. Ce modèle permet de raffiner la prédiction de la pression dans la calandre par rapport à un modèle de coefficient d'échange constant ou calculé par HEI.

Références

- [1] R. Pr  a, P. Fillion, L. Matteo, G. Mauger, and A. Mekkas, CATHARE-3 V2.1: The new industrial version of the CATHARE code, *Proceedings of Advances in Thermal Hydraulics*, 2020.
- [2] X. Luo, H. Sun, Y. Fang, L. Qiao, and C. Wang, Modeling and transient simulation of condenser based on RELAP5, *AIP Conference Proceedings* 2154, 2019, doi: 10.1063/1.5125356.
- [3] M. Gong, M. Peng, and H. Zhu, Research of parameter distributing simulation and modeling for the condenser in nuclear power plant, *Annals of Nuclear Energy*, vol. 133, pp. 313–326, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.anucene.2019.05.030.
- [4] J. Saari, J. Kaikko, E. Vakkilainen, and S. Savolainen, Comparison of power plant steam condenser heat transfer models for on-line condition monitoring, *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, no. 1, pp. 37–47, Jan. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.09.005.
- [5] *Standards for steam surface condensers*, 11th ed. Heat Exchange Institute, 2012.
- [6] C. Bonneau, C. Josset, V. Melot, and B. Auvity, Comprehensive review of pure vapour condensation outside of horizontal smooth tubes, *Nuclear Engineering and Design*, vol. 349, pp. 92–108, Aug. 2019, doi: 10.1016/j.nucengdes.2019.04.005.