

Comparaison de la compacité d'échangeurs de chaleur dans le cadre d'un réacteur à sels fondus

Comparison of a heat exchanger's compactness in molten-salt reactor context

Aubin PALMIER^{1*}, Xavier JEANNINGROS¹, Clément RENON¹, Matthieu FENOT², Dominique COUTON²

¹ CEA, DES, IRESNE, Département de Technologie Nucléaire, Centre de Cadarache F-13108 Saint Paul-Lez-Durance

² Institut Pprime, CNRS, ENSMA, Université de Poitiers, UPR 3346, 1 Avenue Clément Ader, BP 40109, 86961 Futuroscope Chasseneuil

*(auteur correspondant : aubin.palmier@cea.fr)

Résumé - L'avancée de la fabrication additive permet la conception de nouvelles géométries d'échangeurs de chaleur. Parmi elles, les échangeurs à surfaces dites TPMS Schwarz-diamant présentent un intérêt pour les réacteurs à sels fondus qui nécessitent des échangeurs de chaleurs compacts à faible risque d'encrassement. Cette étude vise à quantifier le gain de compacité d'un tel échangeur vis-à-vis d'un échangeur tubes et calandre en adaptant le modèle de Webb. Le modèle développé permet alors d'identifier les conditions de fonctionnement où les surfaces TPMS offrent une compacité optimale.

Abstract - Recent advancements in metal additive manufacturing processes have led to the development of novel heat exchange channel geometries. Among them the so-called TPMS (Triply Periodic Minimal Surface) hold great promise for molten-salt reactors that require compact heat exchangers with low plugging risk. This study aims to measure the increased compactness provided by those heat exchangers compared to a shell and tube heat exchanger by adapting Webb's model. The newly obtained model can then be used to identify the operating conditions where TPMS surfaces enable the greatest compactness.

Nomenclature

A	surface d'échange, m ²	S_p	section de passage, m ²
C_p	capacité thermique massique, J.(kg.K) ⁻¹	<i>TPMS</i>	Triply Periodic Minimal Surface
d	diamètre hydraulique, $d = 4V/A$, m	U	coefficient d'échange global W.(m ² .K) ⁻¹
e	épaisseur, m	v	Vitesse, m.s ⁻¹
f	coefficient de perte de charge de Darcy	V	volume fluide, m ³
F	facteur de correction	<i>Symboles grecs</i>	
h	coefficient d'échange convectif, W.(m ² .K) ⁻¹	λ	conductivité thermique, W.(m.K) ⁻¹
Nu	nombre de Nusselt, $Nu = hd/\lambda$	μ	viscosité dynamique, Pa.s
P	puissance de pompage, $P = Q_v \Delta p$, W	ρ	densité, kg.m ⁻³
Δp	perte de charge régulière, Pa	<i>Indices et exposants</i>	
Pr	nombre de Prandtl, $Pr = \mu C_p / \lambda$	c	Chaud
Q_v	débit volumique, m ³ .s ⁻¹	f	Froid
R	Résistance thermique globale, K.W ⁻¹	p	Paroi
Re	nombre de Reynolds, $Re = \rho v d / \mu$	r	échangeur de référence

1. Introduction

Les réacteurs nucléaires à sels fondus connaissent un regain d'intérêt depuis quelques années. Sous un fonctionnement en neutrons rapides ils permettent de convertir les actinides mineurs [1]. Dans ce type de réacteur, le combustible est liquide, dissous dans un sel fondu et circule dans tout le circuit primaire entre une zone critique (le cœur du réacteur) et les échangeurs intermédiaires. Pour faciliter le pilotage de ce type de réacteur, il est nécessaire de minimiser le volume de sel mobilisé en dehors du cœur, et par conséquent, minimiser le volume de sel combustible dans les échangeurs intermédiaires [1].

Pour cette étude, l'échangeur de référence considéré pour ces réacteurs à sels fondus est un échangeur tubes et calandre, contre-courant à une passe (qui sera noté avec l'exposant r). Cette technologie d'échangeur correspond à celle choisie pour l'échangeur intermédiaire du réacteur PHENIX (autre application nucléaire à haute température) et bénéficie donc d'un large retour d'expérience [2]. Les deux fluides utilisés dans l'échangeur sont des sels fondus.

Une méthode usuelle pour obtenir un échangeur plus compact est de réduire les diamètres hydrauliques de chaque côté de l'échangeur ([3] section 7.4.1). Pour un échangeur à sels fondus c'est cependant s'exposer à un risque de colmatage des canaux. Il est donc préférable de considérer une alternative technologique à iso-diamètres hydrauliques. Or, récemment, les avancées des procédés de fabrication additive métallique ont rendu accessibles de nouvelles géométries prometteuses de canaux d'échanges pour la conception d'échangeurs de chaleur compacts : les géométries TPMS [4]. Parmi les différents motifs d'échanges à surfaces dites TPMS (Triply Periodic Minimal Surfaces), cette étude s'intéresse plus particulièrement à la structure Schwarz-diamant, dont la maille élémentaire est représentée sur les Figures 1 et 2. En répliquant ce motif dans les 3 directions de l'espace, il est possible de constituer un échangeur contre-courant.

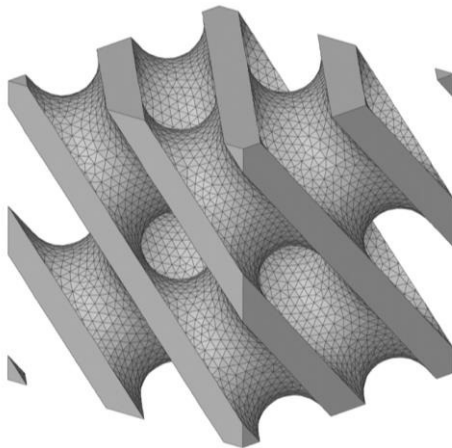


Figure 1 : Maille élémentaire solide d'échangeur TPMS Schwarz-Diamant

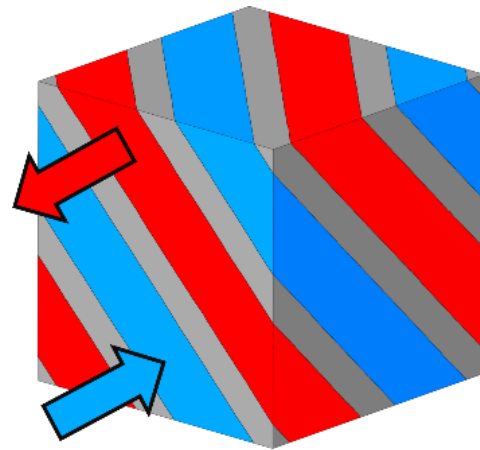


Figure 2 : Maille élémentaire fluides d'échangeur Schwarz-Diamant

L'objectif de cette étude est de déterminer si un échangeur TPMS permet de diminuer le volume de sel combustible (coté chaud) par rapport à l'échangeur tube et calandre de référence pour un risque de colmatage équivalent. Pour cela on décide de comparer l'échangeur de référence à un échangeur TPMS de mêmes diamètres hydrauliques.

À diamètre hydraulique imposé, le rapport des volumes de fluide peut s'exprimer comme un rapport de surfaces d'échanges :

$$\frac{V}{V^r} = \frac{A}{A^r} \quad (1)$$

Dès lors, dans toute la suite de cette étude, le critère retenu pour déterminer quelle technologie permet l'échangeur le plus compact à risque d'encrassement équivalent est le quotient des surfaces d'échange de référence et TPMS A_c^r/A_c . Ce quotient des surfaces d'échange côté chaud quantifie directement le gain de compacité. On cherche à déterminer ce critère de comparaison entre les deux types d'échangeurs à iso-puissance échangée, iso-températures, iso-débits, iso-diamètres hydrauliques et, iso-perte de charge coté chaud.

2. Modèle de Webb

Un modèle de comparaison d'échangeur a été proposé par Webb [5], visant à comparer et optimiser les performances thermo hydrauliques des passes chaudes ou froides d'un échangeur. Il se base sur la comparaison des résistances globales et sur celle des puissances de pompage.

À la manière de Webb, on s'intéresse d'abord la résistance globale entre les deux fluides (équation 2). Pour évaluer celle-ci la résistance conductive sera supposée celle d'un mur (transfert monodimensionnel dans un repère cartésien, hypothèse paroi fine pour un tube). Dans les géométries TPMS, ce modèle de conduction reste le plus adapté [6]. La surface d'échange par conduction A_p est prise à la moyenne arithmétique de A_c et A_f .

$$R = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{A_c} \left(\frac{1}{h_c} + \frac{A_c}{h_f A_f} + \frac{e_p A_c}{\lambda_p A_p} \right) \quad (2)$$

Sous nos contraintes de comparaison, la puissance échangée et les températures sont les mêmes pour l'échangeur TPMS et l'échangeur de référence. Les échangeurs sont considérés contre-courant à une seule passe ayant un facteur de correction $F=1$. On a donc $UA/U^r A^r = 1$.

On peut donc exprimer notre critère A_c^r/A_c .

$$\frac{A_c^r}{A_c} = \frac{U_c}{U_c^r} = \frac{\frac{1}{h_c^r} + \frac{1}{h_f^r} \frac{A_c^r}{A_f^r} + \frac{e_p}{\lambda_p} \frac{A_c^r}{A_p^r}}{\frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} \frac{A_c}{A_f} + \frac{e_p}{\lambda_p} \frac{A_c}{A_p}} \quad (3)$$

Après factorisation du numérateur et dénominateur par h_c^r on obtient l'équation (4) :

$$\frac{A_c^r}{A_c} = \frac{1 + \frac{h_c^r}{h_f^r} \frac{A_c^r}{A_f^r} + h_c^r \frac{e_p}{\lambda_p} \frac{A_c^r}{A_p^r}}{\frac{h_c^r}{h_c} + \frac{h_c^r}{h_f} \frac{A_c}{A_f} + h_c^r \frac{e_p}{\lambda_p} \frac{A_c}{A_p}} \quad (4)$$

Les nombres de Reynolds dans l'échangeur TPMS doivent quant à eux permettre de respecter les contraintes de comparaison fixées dans la section 1 (conservation de la perte de charge côté chaud, conservation des débits massiques) vis-à-vis de l'échangeur de référence considéré.

À débit imposé, la conservation de la perte de charge côté chaud impose la puissance de pompage côté chaud $P_c^r/P_c = 1$. En exprimant cette puissance de pompage à la manière de Webb [5], en substituant les vitesses spécifiques ρv par les nombres de Reynolds, on a :

$$\frac{P_c^r}{P_c} \left(\frac{Re_c}{Re_c^r} \right)^3 = \frac{f_c^r}{f_c} \frac{A_c^r}{A_c} \quad (5)$$

Où f est le coefficient de pertes de charge de Darcy.

La dernière inconnue de notre modèle est le nombre de Reynolds côté froid du TPMS Re_f . Il nous faut également ajouter une contrainte de conservation du ratio des débits chaud et froid dans chaque échangeur :

$$\frac{(\rho v S_p)_f}{(\rho v S_p)_c} = \frac{(\rho v S_p)_f^r}{(\rho v S_p)_c^r} \quad (6)$$

On remplace les vitesses spécifiques ρv par les nombres de Reynolds et le rapport des sections de passage par un rapport des volumes fluides :

$$\frac{Re_f V_f}{Re_c V_c} = \frac{Re_f^r V_f^r}{Re_c^r V_c^r} \quad (7)$$

On peut alors isoler les quotients des volumes fluides chauds et froids et les remplacer avec l'équation (1). On peut alors écrire :

$$\frac{Re_f}{Re_f^r} = \frac{A_f^r A_c}{A_c^r A_f} \frac{Re_c}{Re_c^r} \quad (8)$$

Les équations (4), (5) et (8) forment un système de trois équations (9). Ce système détermine notre critère de comparaison A_c^r/A_c en fonction des propriétés fluides, matériau et géométriques d'un échangeur de référence opérant à un couple de nombre de Reynolds quelconque.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{A_c^r}{A_c} = \frac{1 + \frac{h_c^r A_c^r}{h_f^r A_f^r} + h_c^r \frac{e_p}{\lambda_p} \frac{A_c^r}{A_p}}{\frac{h_c^r}{h_c} + \frac{h_c^r A_c}{h_f A_f} + h_c^r \frac{e_p}{\lambda_p} \frac{A_c}{A_p}} \\ \frac{Re_c}{Re_c^r} = \left(\frac{f_c^r A_c^r}{f_c A_c} \right)^{\frac{1}{3}} \\ \frac{Re_f}{Re_f^r} = \frac{A_f^r A_c}{A_c^r A_f} \frac{Re_c}{Re_c^r} \end{array} \right. \quad (9)$$

Evaluons les différents quotients de surfaces d'échanges internes (A_p/A_c , A_p/A_c) pour chaque échangeur. On a choisi l'hypothèse d'un diamètre hydraulique côté chaud égal à celui côté froid. Dans notre échangeur tubes et calandre, le fluide chaud circule dans des tubes de diamètre intérieur d et de diamètre externe $d+2e_p$, les surfaces d'échange sont proportionnelles à ces diamètres. Un échangeur TPMS Schwarz Diamant ayant le même diamètre hydraulique des deux côtés présente des canaux symétriques, donc de même surface d'échange. On obtient donc les expressions des quotients de surfaces d'échange en fonction de e_p/d_h exposées dans le Tableau 1 :

	A_f/A_c	A_p/A_c
Echangeur de référence	$\frac{A_f^r}{A_c^r} = 1 + 2e_p/d$	$\frac{A_p^r}{A_c^r} = 1 + e_p/d$
Echangeur TPMS	$\frac{A_f}{A_c} = 1$	$\frac{A_p}{A_c} = 1$

Tableau 1 : Quotients des surfaces d'échange A_f/A_c et A_p/A_c en fonction des paramètres géométriques des échangeurs.

Après substitution dans le système (9) des expressions du tableau 1 on obtient :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{A_c^r}{A_c} = \frac{1 + \frac{h_c^r/h_f^r}{1 + 2e_p/d} + h_c^r \frac{e_p/\lambda_p}{1 + e_p/d}}{h_c^r/h_c + h_c^r/h_f + h_c^r e_p/\lambda_p} \\ \frac{Re_c}{Re_c^r} = \left(\frac{f_c^r}{f_c} \frac{A_c^r}{A_c} \right)^{\frac{1}{3}} \\ \frac{Re_f}{Re_f^r} = \left(1 + 2 \frac{e_p}{d} \right) \frac{Re_c}{Re_c^r} \end{array} \right. \quad (10)$$

Les propriétés fluides (sels fondus) considérées pour les côtés chauds et froids sont répertoriées dans Tableau 2. On considère une conductivité thermique de paroi $\lambda_p = 20 \text{ W.(mK)}^{-1}$. Les corrélations de nombres de Nusselt et de coefficients de perte de charge dans les différents échangeurs sont répertoriées dans le Tableau 3. Dans les corrélations de Nusselt, les variations de viscosité sont négligées pour cette application.

	Unités	Chaud (c)	Froid (f)
Caloporteurs	-	Sel combustible	Sel secondaire
Conductivité	W.(m.K)^{-1}	0,5	0,5
Prandtl	-	3,8	5

Tableau 2 : Propriétés des fluides [7]

	Nombre de Nusselt	Frottement
Tubes et calandre [8], [9]	$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	$f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$
TPMS [10]	$Nu = 0,2644 Re^{0,69} Pr^{1/3}$	$f = 7,4 Re^{-0,17}$

Tableau 3 : Corrélations de Nusselt et de coefficient de perte de charge

On considère une épaisseur de tube e_p valant 1/10 du diamètre hydraulique côté chaud.

3. Application de la méthode

Appliquons la méthode au cas d'étude présenté en introduction : l'échangeur intermédiaire d'un réacteur à sels fondus. On considère un échangeur de référence opérant à un couple de nombres de Reynolds (Re_c^r, Re_f^r) donné. On peut déterminer notre critère de comparaison (A_c^r/A_c) par résolution du système (10). On part de l'hypothèse initiale

$A_c^r/A_c = Re_c/Re_c^r = Re_f/Re_f^r = 1$ puis de manière itérative, on évalue les membres droits du système pour obtenir une nouvelle estimation de ces trois quotients (membres gauches). On continue jusqu'à convergence des quotients.

L'application de notre méthode à notre cas d'étude (réacteur à sels fondus) est présentée dans la Figure 3. La valeur de notre critère de comparaison (en %) y est représentée par des courbes de niveau, en fonction du nombre de Reynolds dans l'échangeur de référence, du côté froid (abscisse) et du côté chaud (ordonnée). La gamme présentée ($10.000 < Re < 200.000$) est représentative des configurations envisagées dans notre application.

Sur la courbe de niveau 116% il faut donc lire que la surface d'échange de l'échangeur tubes et calandre vaut 116% de celle de l'échangeur TPMS équivalent (iso-puissance échangée, iso-températures, iso-débits, iso-diamètres hydrauliques et iso-perte de charge côté chaud).

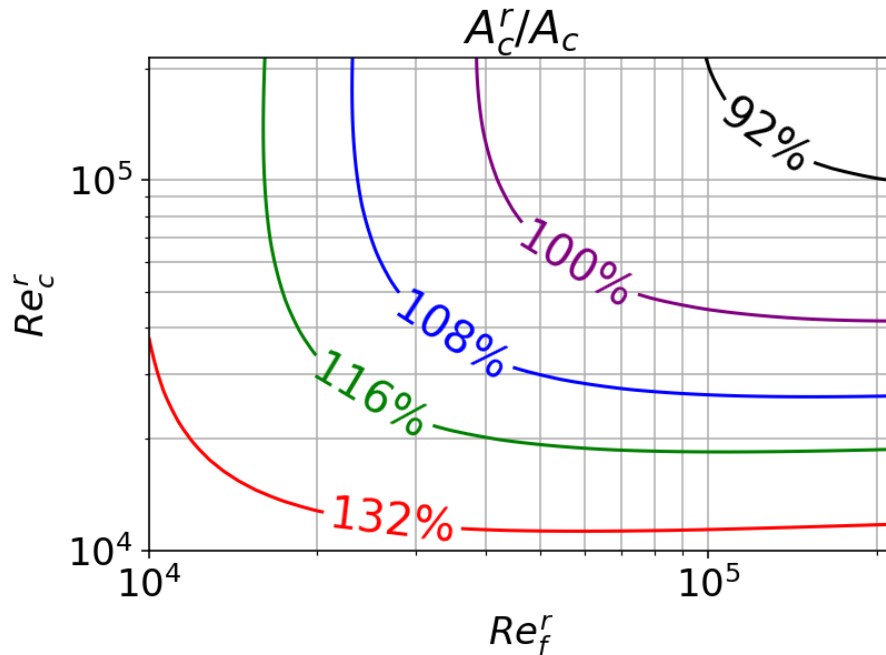


Figure 3 : Gain de compacité avec les TPMS

La courbe de niveau 100% nous permet de délimiter le domaine où les TPMS présentent un intérêt par rapport à l'échangeur de référence, en permettant une meilleure compacité.

On constate que plus le nombre de Reynolds dans l'échangeur de référence est bas, plus les échangeurs TPMS permettent une amélioration de la compacité. Ils permettent alors une diminution du volume de sel chaud à risque de colmatage équivalent. Dans le cas où le nombre de Reynolds d'un canal de l'échangeur de référence est très petit devant un autre, les courbes approchent des asymptotes, et ce nombre de Reynolds seul suffit pour évaluer le gain de compacité offert par les TPMS.

Pour les cas d'applications où les nombre de Reynolds sont inférieurs à 40 000 dans les deux côtés de l'échangeur de référence, les échangeurs TPMS permettent systématiquement un gain de compacité.

La Figure 3 nous montre que le rapport des surfaces d'échange A_c^r/A_c est compris entre 0,9 et 1,5. Le rapport des nombres de Reynolds entre les deux échangeurs (deux dernières équations du système (10) dépend donc majoritairement du rapport des coefficients de frottements f_c^r/f_c . Que l'on estime entre 0.034 et 0.10 pour la figure 3.

Une approche complémentaire consisterait à étudier le gain de diamètre hydraulique à volume constant à partir du quotient des surfaces d'échange côté chaud. Les équations pour cette approche introduisent des quotients de diamètres hydrauliques à chaque substitution des vitesses spécifiques (équations (5) et (7)). Pour cette raison il a été décidé de ne pas inclure cette démarche dans cet article.

4. Conclusion

Notre étude propose un moyen de comparer la compacité d'échangeurs de différentes technologies ayant les mêmes diamètres hydrauliques, puissances échangées, débits massiques de chaque côté de l'échangeur et une perte de charge côté chaud identique.

Les échangeurs TPMS permettent une réduction du volume de sel mobilisé (pouvant dépasser 32%) par rapport à l'échangeur tubes et calandre de référence dans le domaine de fonctionnement d'intérêt. Cette réduction est permise sans modifications du fonctionnement thermohydraulique du circuit primaire et avec le même risque de colmatage.

Les résultats présentés dépendent du niveau de maturités des corrélations dans les motifs TPMS. Ainsi une campagne numérique et expérimentale de caractérisation d'un échangeur TPMS fonctionnel est prévue à la suite de cette étude.

Cette étude fait aussi abstraction des limites technologiques (exemple : rugosité inhérente aux procédés de fabrication additive) et des capacités de fabrication (pas d'espacement minimum des tubes d'échangeurs tubes et calandre). Elle permet néanmoins d'identifier facilement les points de fonctionnements où une technologie d'échangeur semble prometteuse par rapport à une autre.

Dans cette étude la perte de charge côté froid n'est pas imposée. Une autre approche imposant cette perte de charge est possible. Dans ce cas, il faut supprimer une des autres contraintes de comparaison, par exemple en permettant au diamètre hydraulique côté froid de varier d'un échangeur à l'autre.

Références

- [1] V. Pascal *et al.*, The ARAMIS-P chloride molten salt concept for actinide conversion: A review of main design results, *Nuclear Engineering and Design*, vol. 448 (2026), p. 114681
- [2] J. Guidez, *Phénix - Le retour d'expérience*. Graphot, 2013. INSBN 978-2-9529575-8-8.
- [3] R. K. Shah et D. P. Sekulić, *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons (2003).
- [4] H. Wang, C. Zhao, W. Liu, Z. Liu, H. Bian, et K. Zhang, Advances in triply periodic minimal surface structures for thermal management systems: A comprehensive review, *Applied Thermal Engineering*, vol. 279 (2025), p. 127481.
- [5] R. L. Webb, Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 24, n° 4 (1981), p. 715-726.
- [6] S. Stallard, T. L. Bergman, et X. Li, The transient 1D dimensionless conduction heat rate approach applied to 3D TPMS structures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 248 (2025), p. 127208.
- [7] M. Mascaron, J. Martinet, V. Pascal, E. Merle, et F. Bertrand, An approach to Molten Salt Reactor operation and control and its application to the ARAMIS actinide burner, *Annals of Nuclear Energy*, vol. 210 (2025), p. 110888.

- [8] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels, *NASA STI/Recon Technical Report A*, vol. 41 (1975), p. 8-16.
- [9] Petukhov, Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, in *Advances in Heat Transfer*, vol. 6, Elsevier (1970), p. 503-564.
- [10] C. Renon et X. Jeanningros, A numerical investigation of heat transfer and pressure drop correlations in Gyroid and Diamond TPMS-based heat exchanger channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 239 (2025), p. 126599.