

Modélisation des échanges de chaleur dans un MSFR en convection naturelle

Max Begue 2A GEN

mai-août 2022 (Année universitaire 2021/2022)

Encadré par Hugo Pitois et Elsa Merle (Equipe MSFR, LPSC)



Stage non-confidentiel

Table des matières

1	Notations	5
2	Remerciements	6
3	Présentation du laboratoire [1] [2]	6
4	Introduction	7
5	Le concept MSFR	8
5.1	Configurations et spécificités	8
5.2	Aspects neutroniques	11
5.2.1	Configuration SONGe	12
5.2.2	Configuration MSFR toroïdale	12
6	Rappels de thermohydraulique	13
6.1	Equations fondamentales	13
6.1.1	Bilans	13
6.1.2	Simplifications	14
6.2	Convection naturelle	14
6.2.1	Pression motrice	14
6.2.2	Traitement du problème en convection forcée	15
6.3	Transfert de chaleur	15
6.4	Corrélations utilisées	15
6.4.1	Pertes de pression	16
6.4.2	Nombre de Nusselt	17
7	Le code SNCF	18
8	Configuration à deux boucles	19
8.1	Boucle intermédiaire ouverte (sel fluorure)	20
8.2	Boucle intermédiaire fermée	21
9	Configuration à quatre boucles	22
9.1	Paramètres fixés et leurs valeurs	23
9.1.1	Géométrie SONGe	23
9.1.2	Géométrie toroïdale	24
9.2	Paramètres modifiables et leurs impacts	25
9.3	Sel chlorure	26
9.3.1	Étude de sensibilité en configuration SONGe	26
9.3.2	Solutions "optimales" en configuration SONGe	28
9.4	Sel fluorure	29
9.4.1	Étude de sensibilité en configuration SONGe	29
9.4.2	Solutions "optimales" en configuration SONGe	30
9.4.3	Étude de sensibilité en configuration toroïdale	31
9.4.4	Solutions "optimales" en configuration toroïdale	32
9.5	Equilibre des puissances entre échangeurs	33
9.6	Convection forcée dans la boucle bâtiment réacteur	33
10	Conclusion	35
A	Obtention des équations de la thermohydraulique utilisées [3]	36

B	Fonctionnement détaillé du code SNCF	37
B.1	Utilisation du code	37
B.1.1	configuration à 2 boucles avec circuit intermédiaire ouvert	37
B.1.2	configuration à 2 boucles avec circuit intermédiaire fermé	38
B.2	Implémentation de l'algorithme	38
C	Diagramme de Gantt	40
D	Résumé	41
E	Abstract	41

Liste des figures

1	Schéma des différentes boucles du MSFR de référence. En fonctionnement normal, la vanne V2 est fermée, les vannes V1a et V1b sont ouvertes. En cas de pertes des pompes, la vanne V2 est ouverte et les vannes V1a et V1b sont fermées. La boucle reliant l'UHX à l'AHX n'est pas modélisée dans le code SNCF.	10
2	Spectres du MSFR pour un sel fluoré et un sel chlorure [4]	12
3	Géométrie utilisée pour l'optimisation SONGe [7]	12
4	Géométrie toroïdale considérée [3]	13
5	Intervalles de validité des différentes corrélations utilisées par défaut dans SNCF [2]	17
6	Puissance résiduelle en pourcentage de la puissance nominale au cours du temps [2]. Dans SNCF, seule la puissance résiduelle totale est prise en compte.	19
7	Schéma des éléments de la boucle combustible modélisés dans SNCF.	20
8	Températures dans la boucle combustible pour une boucle intermédiaire ouverte dans laquelle entre du sel à 800 K.	21
9	Comparaison des températures obtenues dans la boucle combustible avec et sans les nouvelles corrélations	22
10	Exemple d'évolution des températures dans la boucle combustible. L'IHX étant discrétisé dans sa longueur, les différents IHX _i correspondent à la partie de l'échangeur considérée.	23
11	Exemple de calcul de perte de charge réalisé par Axel Laureau avec OpenFOAM. L'échangeur est remplacé par un tuyau en bas duquel une pompe impose une vitesse. On s'intéresse alors à la différence de pression entre l'amont et l'aval de la pompe	24
12	Diagramme en point donnant la température maximale atteinte pour une configuration donnée et sa hauteur totale.	28
13	Diagramme en point donnant la température maximale atteinte pour une configuration donnée et sa hauteur totale.	30
14	Diagramme en point donnant la température maximale atteinte pour une configuration donnée et sa hauteur totale.	32
15	Puissance transférée à travers les échangeurs. La configuration considérée est en sel fluorure avec la géométrie toroïdale. Les D_h dans les tuyaux sont de 0.5-1.5-1.5 m et les hauteurs sont de 7-5-15 m.	33
16	Températures dans la boucle combustible lorsqu'une pompe de 50 kW reste active sur la boucle bâtiment réacteur	34
17	Diagramme de Gantt du déroulé du stage.	40

Liste des tableaux

1	Propriétés physico-chimiques du sel combustible fluorure $LiFT_hF_4UF_{3,4}$. La température de fusion est de 858 K et celle d'ébullition est de 2015 K. [6] [3]	8
2	Propriétés physico-chimiques du fluoroborate $NaF - NaBF_4$. La température de fusion est de 657 K. [6] [7]	9

3	Propriétés physico-chimiques du sel combustible chlorure $NaCl - UPuCl_3$. La température de fusion est de 793 K. [7]	9
4	Propriétés physico-chimiques du CLiNaK $LiCl - NaCl - KCl$. La température de fusion est de 590 K. [7]	9
5	Corrélations utilisées pour calculer les pertes de charge dans l'IHX	16
6	Corrélations utilisées pour calculer les pertes de charge dans l'AHX et le SHX (échangeurs à plaques lisses)	17
7	Caractéristiques utilisées pour la boucle combustible dans la configuration obtenue d'après SONGe	24
8	Caractéristiques de la boucle combustible dans la configuration toroïdale.	25
9	Dimensions des échangeurs utilisées par défaut pour les tests.	26
10	Températures maximales [K] atteintes pour différentes hauteurs de colonnes chaudes et de diamètres hydrauliques dans les tuyaux. Les triplets a-b-c désignent les valeurs dans les boucles intermédiaire, bâtiment réacteur et extérieure.	26
11	Températures maximales atteintes en fonction de la section des échangeurs et des hauteurs des colonnes. La notation a-b-c-d fait référence aux sections de passage dans les parties froide du SHX, chaude du SHX, froide de l'AHX et chaude de l'AHX.	27
12	Températures maximales atteintes en fonction de la surface d'échange des échangeurs et des hauteurs des colonnes	27
13	Températures maximales obtenues en fonction des diamètres hydrauliques des tuyaux et des hauteurs des boucles.	29
14	Températures maximales obtenues en fonction des surfaces d'échange dans le SHX et l'AHX des tuyaux et des hauteurs des boucles.	29
15	Températures maximales obtenues en fonction des sections de passage dans les échangeurs et des hauteurs des boucles.	30
16	Températures maximale atteinte en fonction des surfaces d'échange et des hauteurs des colonnes.	32

1 Notations

- c_p : capacité calorifique massique [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
- k_{th} : conductivité thermique [$J.m^{-1}.K^{-1}$]
- ρ : masse volumique [$kg.m^{-3}$]
- $\beta = \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \rho}{\partial T}$: coefficient de dilatabilité [K^{-1}]
- $\alpha = \frac{k_{th}}{\rho c_p}$: diffusivité thermique [$m^2.s^{-1}$]
- m_{circ} : masse circulante (masse de fluide dans une boucle sans compter le volume libre) [kg]
- ΔP_{reg} : pertes de pression régulières [Pa]
- ΔP_{sing} : pertes de pression singulières [Pa]
- μ : viscosité dynamique [$kg.m^{-1}.s^{-1}$]
- ν : viscosité cinématique [$m^2.s^{-1}$]

2 Remerciements

Je tenais à remercier tous les membres de l'équipe MSFR pour leur soutien scientifique et moral tout au long de ce projet.

Je remercie particulièrement Hugo Pitois pour la disponibilité dont il a fait preuve et la confiance qu'il m'a accordée. J'ai ainsi pu travailler en autonomie tout en sachant que je pouvais compter sur son aide, ce qui est le rêve de tout stagiaire.

J'ai aussi pu compter sur le soutien d'Elsa Merle autant pour l'aspect scientifique qu'administratif et humain. Je la remercie également.

Je tenais aussi à remercier Axel Laureau sans qui une partie de ce stage n'aurait pas pu être réalisée.

Ce stage n'aurait pas été aussi agréable sans l'aide régulière de Thibault Le Meute et Laura Mesthiviers pour des questions informatiques et scientifiques.

Merci à Daniel Heuer pour avoir écrit le code SNCF et m'en avoir expliqué le fonctionnement.

Je remercie aussi Françoise Révillon, Nicolas Capellan et Eva Myly pour m'avoir aidé dans la signature rapide de la convention de stage.

3 Présentation du laboratoire [1] [2]

Le LPSC (Laboratoire de Physique Subatomique et Cosmologie), est une unité mixte de recherche fondée en 1967. Il est sous la tutelle de l'IN2P3 (Institut National de Physique Nucléaire et de Physique des Particules, rattaché au Centre National de la Recherche Scientifique), de l'Université Grenoble Alpes et de Grenoble INP. Les locaux principaux sont situés à Grenoble.

Quatre axes de recherche y sont développés :

1. Quatre équipes de chercheurs participent à l'axe "des particules aux noyaux" :
 - équipe Atlas (nommée d'après l'expérience Atlas au CERN à laquelle ils participent).
 - équipe Alice (nommée d'après le détecteur ALICE au CERN).
 - équipe Neutrons Ultra-Froid
 - équipe Physique théorique
2. Cinq équipes participent à l'axe "astroparticules, cosmologie et neutrinos" :
 - équipe Auger : Rayons cosmiques de très haute énergie.
 - équipe Cosmo ML : Détecteurs pour la cosmologie.
 - équipe Dark : cosmologie observationnelle, rayonnement cosmique et matière noire, gravité quantique
 - équipe Mimac
 - équipe Neutrinos
3. Trois équipes travaillent sur le thème "nucléaire, énergie et santé" :
 - équipe Physique des réacteurs : (études système sur des réacteurs existants où en développement, études multidisciplinaires pour réaliser des scénarios énergétiques, intérêt portés aux RSF et aux ADS)
 - équipe MSFR : Travaille depuis de nombreuses années sur le design et les études de sûreté du réacteur MSFR (Molten Salt Fast Reactor) décrit plus tard dans ce rapport. C'est au sein de cette équipe que j'ai réalisé mon stage.
 - équipe Applications médicales
4. Deux équipes travaillent sur l'axe "Accélérateurs, sources d'ions et plasma-matériaux" :
 - Accélérateurs et sources d'ions : conception et exploitation d'accélérateurs de particules.
 - équipe Plasma.

Le personnel permanent pour la recherche regroupe 40 chercheurs du CNRS, 19 enseignants-chercheurs de l'UGA, 9 enseignants-chercheurs de Grenoble INP, environ 35 doctorants, 15 post-doctorants et CDD, et une cinquantaine de stagiaires. Enfin, le personnel ITA (Ingénieurs, Techniciens, Administratif) compte plus de 90 personnes.

4 Introduction

Dans un contexte de réchauffement climatique global, la production d'électricité décarbonée est un enjeu majeur de notre temps. La France produit actuellement 70% de son électricité grâce à l'énergie nucléaire, mais ses centrales sont vieillissantes et il est important de développer des technologies de rupture qui permettront de répondre à la demande grandissante en électricité sans augmenter la consommation d'énergies fossiles et de minerai uranifère.

Le Molten Salt Fast Reactor (MSFR) est un réacteur de génération IV à neutrons rapides dont la particularité est d'avoir un combustible dissous dans un sel fondu qui sert aussi de caloporteur. Le réacteur de référence utilise de l'uranium 233 comme combustible, qu'il régénère à partir de thorium 232 dissous dans un sel fluorure, mais des versions basées sur le cycle U/Pu en sel chlorure sont à l'étude.

En cas de problème majeur, le réacteur possède un système de vidange d'urgence qui permet de placer le sel dans une configuration sous-critique et d'arrêter la réaction en chaîne. Malheureusement, il est difficile de récupérer le sel et de pouvoir redémarrer le réacteur rapidement après une telle opération. Il serait donc préférable de garder le sel dans le cœur si la situation le permettait. C'est dans cette optique que se déroule ce stage. Dans l'hypothèse où les pompes principales seraient indisponibles, pouvoir extraire la puissance résiduelle grâce à un thermosiphon permettrait d'éviter de recourir à la vidange d'urgence. Pour cela, il est nécessaire de dimensionner les boucles de refroidissement par convection naturelle. Le code nommé SNCF et développé au LPSC permet de simuler la circulation des fluides dans ces boucles grâce à la convection naturelle et les échanges de chaleur entre les boucles.

Différentes configurations seront étudiées, pour des sels fluorures et chlorures. Le but est de trouver des configurations permettant d'évacuer complètement la puissance résiduelle sans que la température maximale atteinte ne remette en cause l'intégrité des matériaux et en réduisant au maximum la hauteur totale des boucles. Une présentation plus détaillée du réacteur sera faite avant d'expliquer le modèle thermohydraulique utilisé et de finir par les résultats obtenus.

5 Le concept MSFR

Le MSFR est un réacteur à neutrons rapides dont la particularité est d'avoir un combustible dissous dans un sel fondu. Le MSFR de référence utilise le cycle $^{232}\text{Th}/^{233}\text{U}$, mais des études sont menées sur des configurations utilisant le cycle $^{238}\text{U}/^{239}\text{Pu}$.

Le MSFR est un des 6 concepts retenus par le GIF (Forum international Génération IV) comme axe de recherche pour l'avenir de l'énergie nucléaire de fission [4]. Les objectifs suivants ont été retenus pour les réacteurs de génération IV.

1. Être capable de produire de l'énergie de manière durable en réduisant la consommation de combustible et en visant un développement sur le long terme, tout en réduisant la production de déchets pour protéger les êtres vivants. [5]
2. Avoir un niveau de sûreté équivalent ou supérieur à ceux de troisième génération type EPR (European Pressurized Reactor) en minimisant les risques d'accident et leur gravité, pour éliminer le besoin d'une réponse d'urgence hors site.
3. Avoir une bonne compétitivité économique.
4. Permettre une résistance accrue à la prolifération.

5.1 Configurations et spécificités

En fonctionnement normal, le réacteur utilise deux boucles remplies de sel : les boucles combustible et intermédiaire. La deuxième transmet sa chaleur à un troisième circuit contenant un groupe turbo-alternateur, comme on peut en trouver sur un REP (Réacteur à Eau Pressurisée). La boucle combustible contient le sel dans lequel est dissous le combustible. Elle possède une cavité centrale (cœur) où a lieu la réaction en chaîne (les fissions produisent des neutrons qui induisent de nouvelles fissions) et un échangeur thermique pour transmettre la chaleur générée dans le combustible à la boucle intermédiaire. Les sels utilisés dépendent du cycle du combustible considérés, pour des raisons de solubilité notamment.

Pour le cycle U/Pu, le sel est à base de NaCl, enrichi en ^{37}Cl . En effet le ^{35}Cl naturellement présent peut former du ^{36}Cl par capture neutronique. Le ^{36}Cl étant un déchet radioactif à vie longue (période radioactive de 301000 ans, très difficile à confiner), il faut éviter au maximum d'en produire. L'enrichissement envisagé est de 99% en ^{37}Cl , car au-delà la réaction (n,2n) sur le ^{37}Cl devient majoritaire, augmenter l'enrichissement n'est donc plus intéressant. Le sel combustible est du $\text{NaCl} - \text{UPuCl}_3$ (68 % - 32 %) et le sel intermédiaire est du $\text{CLiNaK LiCl} - \text{NaCl} - \text{KCl}$.

Pour le cycle Th/U, le sel combustible est du $\text{LiF} - \text{ThF}_4\text{UF}_{3,4}$ (78% - 22%) et le sel intermédiaire est du fluoroborate $\text{NaF} - \text{NaBF}_4$. L'utilisation de la notation $\text{UF}_{3,4}$ vient du fait qu'il y a un mélange $\text{UF}_3 - \text{UF}_4$ [6]. Il est prévu que le lithium soit enrichi en ^7Li pour réduire la production de tritium par capture neutronique sur le ^6Li [3].

Les caractéristiques physico-chimiques des sels sont présentées dans les tableaux 1, 2, 3 et 4.

$\text{LiFThF}_4\text{UF}_{3,4}$	Formule	plage de validité [K]
$\rho[\text{kg.m}^{-3}]$	$4983 - 0.882T$	[893 - 1123]
$\nu[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$	$5.54 \times 10^{-8} e^{3689/T}$	[898 - 1119]
$c_p[\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	$-1111 + 2.78T$	[867 - 907]
$k_{th}[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	$0.928 + 8.397 \times 10^{-5}T$	[891 - 1020]

Table 1: Propriétés physico-chimiques du sel combustible fluorure $\text{LiFThF}_4\text{UF}_{3,4}$. La température de fusion est de 858 K et celle d'ébullition est de 2015 K. [6] [3]

fluoroborate	Formule	plage de validité [K]
$\rho[kg.m^{-3}]$	$2446.3 - 0.711T$	[673 - 864]
$\mu[kg.m^{-1}.s^{-1}]$	$8.77 \times 10^{-5} e^{2240/T}$?
$c_p[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	1506	?
$k_{th}[W.m^{-1}.K^{-1}]$	$0.66 - 2.37 \times 10^{-4}T$	[740 - 1000]

Table 2: Propriétés physico-chimiques du fluoroborate $NaF - NaBF_4$. La température de fusion est de 657 K. [6]
[7]

$NaCl - UPuCl_3$	Formule
$\rho[kg.m^{-3}]$	$3453.25 - 0.77T$
$\mu[kg.m^{-1}.s^{-1}]$	$8.812 \times 10^{-5} e^{3544/T}$
$c_p[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	$660.1 - 0.03357T$
$k_{th}[W.m^{-1}.K^{-1}]$	$0.7204 - 2.11 \times 10^{-4}T$

Table 3: Propriétés physico-chimiques du sel combustible chlorure $NaCl - UPuCl_3$. La température de fusion est de 793 K. [7]

CLiNaK	Formule
$\rho[kg.m^{-3}]$	$1975 - 0.4626T$
$\mu[kg.m^{-1}.s^{-1}]$	$1.121 \times 10^{-4} e^{2357/T}$
$c_p[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	1244
$k_{th}[W.m^{-1}.K^{-1}]$	$0.79 - 2.19 \times 10^{-4}T$

Table 4: Propriétés physico-chimiques du CLiNaK $LiCl - NaCl - KCl$. La température de fusion est de 590 K. [7]

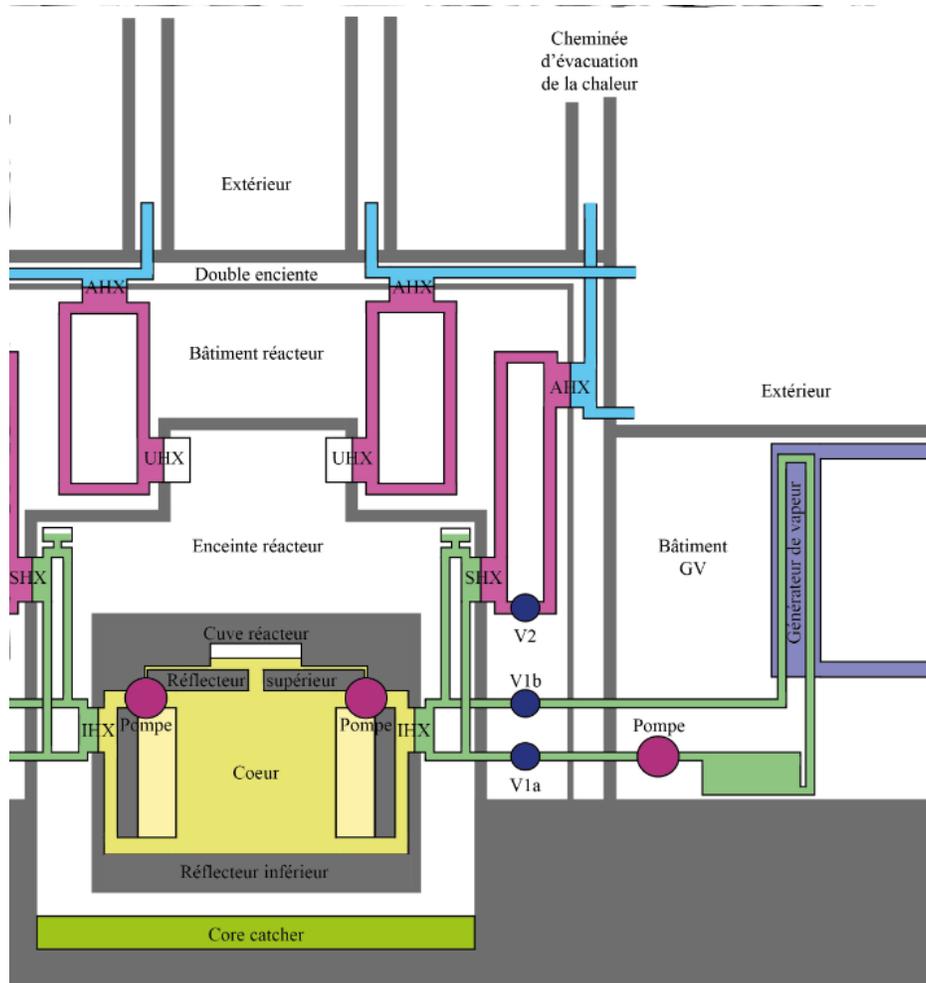


Figure 1: Schéma des différentes boucles du MSFR de référence. En fonctionnement normal, la vanne V2 est fermée, les vannes V1a et V1b sont ouvertes. En cas de pertes des pompes, la vanne V2 est ouverte et les vannes V1a et V1b sont fermées. La boucle reliant l'UHX à l'AHX n'est pas modélisée dans le code SNCF.

Pour ce stage, on s'intéresse au cas de la perte des pompes dans les boucles combustible et intermédiaire. Dans ce cas, les vannes V1a et V1b sont fermées et le sel circule dans le reste de la boucle par convection naturelle. Le but est de pouvoir assurer l'évacuation de la chaleur résiduelle par convection naturelle seulement, à travers quatre boucles.

1. La boucle combustible : le sel ne circule que par convection naturelle. La chaleur résiduelle est transmise à travers l'IHX à la boucle intermédiaire.
2. La boucle intermédiaire : le sel circule par convection naturelle et échange sa chaleur à travers le SHX avec la boucle "bâtiment réacteur".
3. La boucle bâtiment réacteur : cette boucle ne contient pas de sel mais de l'air. Il est prévu que l'air ne circule que par convection naturelle, mais des tests seront réalisés sur les conséquences de l'ajout d'une pompe. Il est aussi prévu d'y placer une vanne pour pouvoir réduire l'extraction de puissance en fin de transitoire, juste avant que le cœur ne redevienne critique. Cette vanne n'est pas modélisée dans le code SNCF (cf partie 7). L'air de la boucle échange sa chaleur avec la boucle extérieure à travers l'AHX.
4. La "boucle" extérieure est en réalité une cheminée (boucle ouverte) dans laquelle l'air ne devrait circuler que grâce à la convection naturelle. Cette boucle ouverte constitue le dernier puits de chaleur.

Le système à quatre boucles permet de garder des séparations entre le sel combustible et l'extérieur pour réduire les risques de rejet dans l'environnement de matière radioactive.

5.2 Aspects neutroniques

Le MSFR est un réacteur très stable car, selon les études par simulation réalisées jusque là, tous ses coefficients de contre-réaction sont négatifs, permettant cette auto-stabilisation du cœur. Un des avantages majeurs du MSFR est son coefficient de contre-réaction de dilatation fortement négatif. En effet, les sels se dilatent beaucoup lorsque la température augmente, ce qui réduit la densité de noyaux fissiles, fait augmenter le taux de fuite et à terme fait diminuer la réactivité. Le réacteur de référence bénéficie aussi d'un effet Doppler négatif qui vient s'ajouter à la contre-réaction de dilatation précédente. Cette contre réaction provient de l'agitation thermique des noyaux : lorsque la température augmente, les noyaux gagnent en vitesse. Les neutrons ont donc relativement une distribution énergétique plus large, ce qui facilite leur absorption dans les résonances pour un milieu de grandes dimensions. L'effet Doppler dépend cependant de la composition en noyaux lourds du sel combustible.

Le MSFR régénère sa matière fissile à partir de noyaux fertiles. Pour le réacteur fluorure, une partie des neutrons de fission est capturée par le thorium qui peut ensuite décroître en ^{233}U , qui est fissile. Pour le réacteur chlorure, c'est le ^{238}U qui est transformé en ^{239}Pu , qui est le noyau fissile utilisé. De cette manière, la consommation de minerai d'uranium est fortement diminuée. En effet nos réacteurs actuels sont sous-générateurs, ils produisent moins de matière fissile qu'il n'en consomment. Ils reposent principalement sur le ^{235}U qui est le seul isotope fissile naturellement présent sur Terre et qui représente seulement 0.7% de l'uranium extrait des mines. Le MSFR permettrait donc grâce à la régénération de faire des économies sur la quantité de minerai utilisée (thorium et uranium). Cela permettrait aussi d'utiliser les stocks d'uranium appauvri et de thorium disponibles en France qui étaient respectivement de 321 100 tonnes et 8570 tonnes le 31 décembre 2019 [8].

La partie critique du réacteur (appelée cœur par la suite) est dimensionnée pour ne pas régénérer à 100% son combustible pour des raisons neutroniques et chimiques. Le cœur est donc pourvu d'une couverture de sel fertile qui complète la régénération du combustible. Il est possible d'injecter dans le cœur des noyaux fissiles extraits du sel de la couverture fertile pour compenser la disparition de combustible due aux fissions.

Dans un réacteur de type REP, le combustible est fixe et les décroissances des produits de fission se déroulent dans les pastilles de combustible. Tous les neutrons retardés peuvent donc participer à la réaction en chaîne. Dans le MSFR, les produits de fission circulent avec le sel combustible. Leurs décroissances peuvent alors avoir lieu dans l'échangeur et pas dans le cœur. Les neutrons retardés produits par ces décroissances ne participent pas à la réaction en chaîne. Cela réduit la fraction effective de neutrons retardés disponibles. Le MSFR de référence dispose d'une fraction de neutrons retardés de l'ordre de 300 pcm sans recirculation et 125 pcm avec. Cette valeur est faible par rapport à ce que l'on peut avoir en REP, le ^{235}U ayant en spectre thermique une fraction de neutrons retardés d'environ 650 pcm.

Le spectre neutronique du MSFR est rapide et dépend du combustible comme représenté sur la figure 2. Le spectre du sel fluoré est plus important dans le domaine épithermique, ce qui lui permet de profiter d'un meilleur effet Doppler, car les rapport des sections de capture sur celles de fission y sont plus grandes que dans le domaine rapide. Dans le domaine rapide, il est aussi possible de faire fissionner les actinides mineurs qui sont des poisons neutroniques dans le domaine thermique. En même temps, les actinides mineurs produisent souvent peu de neutrons retardés, ce qui est un problème pour les réacteurs thermiques type REP car cela impacte leur pilotabilité. Dans le cas du MSFR, le facteur limitant pour les neutrons retardés est la répartition du sel combustible entre le cœur et les zones inactives (tuyaux et vase d'expansion). La faible production de neutrons retardés est acceptable car les coefficients de contre-réaction élevés rendent le réacteur très stable. Le MSFR peut donc servir d'incinérateur pour les actinides mineurs.

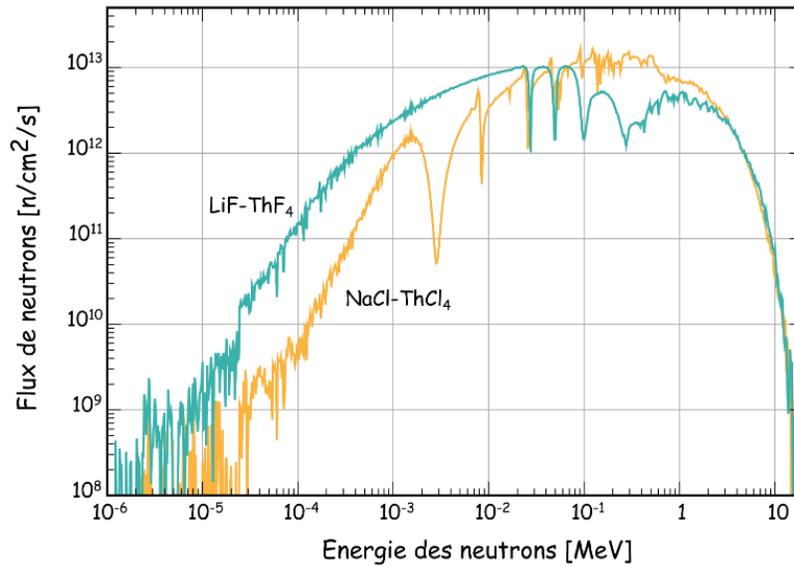


Figure 2: Spectres du MSFR pour un sel fluoré et un sel chlorure [4]

5.2.1 Configuration SONGe

Le code SONGe est un code d'optimisation multicritère basé sur un algorithme génétique développé par Daniel Heuer dans le but d'optimiser les paramètres de la géométrie présentée sur la figure 3 en régime nominal. Je n'ai pas personnellement utilisé le code mais j'ai utilisé les résultats produits avec pour adapter la géométrie dans le code SNCF et valider les corrélations utilisées.

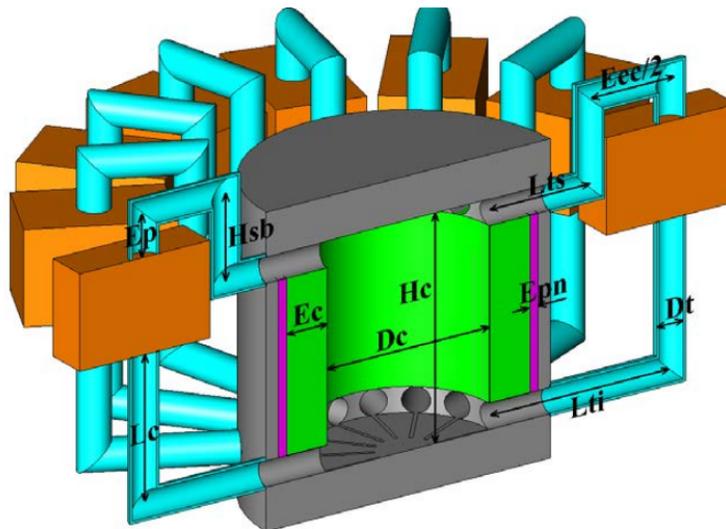


Figure 3: Géométrie utilisée pour l'optimisation SONGe [7]

5.2.2 Configuration MSFR toroïdale

Au cours du projet européen EVOL, la géométrie de la boucle combustible du MSFR a été raffinée en fonction du profil de température dans la boucle [9] (cf figure 4). Les calculs de thermohydrauliques fournis par Axel Laureau

sur cette géométrie ont été réalisés avec le code de CFD (Computational Fluid Dynamics) openFOAM et ont permis de réduire les pertes de charge dans les tuyaux.

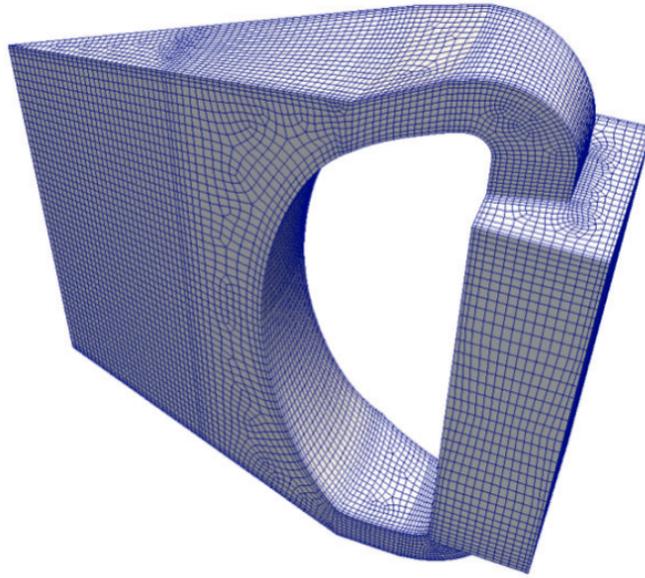


Figure 4: Géométrie toroïdale considérée [3]

6 Rappels de thermohydraulique

Ce stage vise à trouver des configurations de tailles minimales permettant d’extraire la chaleur résiduelle du MSFR par convection naturelle. La thermohydraulique est donc au centre de l’étude menée. Dans cette partie le modèle utilisé sera justifié à partir des équations fondamentales de la thermohydraulique puis les corrélations utilisées seront listées.

6.1 Equations fondamentales

Les équations de la thermohydraulique proviennent des bilans de masse, de quantité de mouvement et d’énergie sur un espace de dimensions infinitésimales. L’annexe A rappelle comment passer d’un bilan lagrangien qui suit une particule fluide à un bilan eulerien qui se fait dans un volume fixe.

6.1.1 Bilans

Bilan de masse Dans le fluide, on suppose qu’il n’y a pas de création ni de perte de masse. Le bilan peut alors s’écrire :

$$\frac{d\rho}{dt \text{ élément}} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (1)$$

Bilan de quantité de mouvement Dans ce bilan les termes sources sont les forces surfaciques et volumiques. On pose $\underline{\underline{\sigma}}$ le tenseur des contraintes et \mathbf{n} le vecteur normal à une surface du volume sur lequel le bilan est fait. La force surfacique exercée sur cette surface est $\mathbf{f}_{surf}(\mathbf{n}) = \underline{\underline{\sigma}} \cdot \mathbf{n}$. En faisant le bilan des forces et en appliquant le théorème de Green-Ostrogradski, on obtient :

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = \nabla \cdot (\underline{\underline{\sigma}}) + \mathbf{f}_{vol} \quad (2)$$

Bilan d'énergie On pose $E = \rho(e + \frac{v^2}{2})$, où ρe est une densité d'énergie interne et $\frac{1}{2}\rho v^2$ est la densité d'énergie cinétique. Les termes sources d'énergie sont le travail W et la chaleur Q . On obtient donc :

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot [\mathbf{v}E] = W + Q = \mathbf{f}_{vol} \cdot \mathbf{v} + \nabla \cdot [\underline{\underline{\sigma}} \cdot \mathbf{v}] + \nabla \cdot \mathbf{q} \quad (3)$$

où \mathbf{q} est le flux thermique surfacique.

6.1.2 Simplifications

Pour pouvoir résoudre les équations précédentes, il est nécessaire de faire des approximations pour réduire le nombre d'inconnues.

Les écoulements considérés seront traités dans le cadre de l'approximation de Boussinesq. On considère que la masse volumique s'écrit $\rho = \rho_0 + \delta\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0))$ avec $\beta = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \rho}{\partial T}$ et ρ_0 une constante représentant la masse volumique loin à $T = T_0$, dans le bilan de quantité de mouvement seulement. ρ est considéré constant partout ailleurs. On obtient alors :

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (4)$$

Dans le bilan de quantité de mouvement on fait la même approximation. On suppose en plus que le fluide est newtonien, c'est à dire que le tenseur des contraintes visqueuses est proportionnel à la partie déviatrice de la composante symétrique du gradient de la vitesse : $\underline{\underline{\tau}} = \zeta \nabla \cdot \mathbf{v} \underline{\underline{I}}_d + 2\mu Dev(\nabla(\mathbf{v}) + \nabla(\mathbf{v})^t) = 2\mu Dev(\nabla(\mathbf{v}) + \nabla(\mathbf{v})^t)$. En utilisant l'équation de continuité on obtient alors $\nabla \cdot \underline{\underline{\sigma}} = \overline{\nabla} \cdot (-p \underline{\underline{I}}_d + \mu(\nabla(\mathbf{v}) + \nabla(\mathbf{v})^t))$. Si μ est une constante $\nabla \cdot \underline{\underline{\sigma}} = -\nabla(p) + \mu \Delta(\mathbf{v})$. On va ici aussi remplacer ρ par son expression. Finalement, l'équation de continuité permet d'écrire $\nabla \cdot [\rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}] = \rho_0(\nabla(\mathbf{v}) \cdot \mathbf{v})$

$$\rho_0 \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \rho_0(\nabla(\mathbf{v}) \cdot \mathbf{v}) = -\nabla(p) + \mu \Delta \mathbf{v} + \rho \mathbf{g} \quad (5)$$

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\nabla(\mathbf{v}) \cdot \mathbf{v}) = -\frac{1}{\rho_0} \nabla(p) + \nu \Delta \mathbf{v} + (1 - \beta(T - T_0)) \mathbf{g} \quad (6)$$

On peut ensuite soustraire le bilan de quantité de mouvement multiplié par \mathbf{v} à l'équation de l'énergie. En simplifiant les termes et en utilisant l'hypothèse d'incompressibilité, la loi de Fourier permet d'écrire :

$$\frac{\partial \rho_0 e}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho_0 e \mathbf{v}] = k_{th} \Delta T \quad (7)$$

On peut écrire $e = c_p T$ et donc avec $\alpha = \frac{k_{th}}{\rho_0 c_p}$, on obtient :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla(T) \cdot \mathbf{v} = \alpha \Delta T \quad (8)$$

6.2 Convection naturelle

6.2.1 Pression motrice

Après l'arrêt des pompes, les boucles du MSFR se comportent comme un thermosiphon. La force motrice qui fait alors circuler les fluides est la force de flottabilité qui s'écrit $\rho_0 \mathbf{g}(1 - \beta(T - T_0))$. En supposant que la température est constante dans la moitié chaude (et froide) d'une boucle du MSFR, on peut regrouper ce terme avec le gradient de pression pour faire apparaître $-\frac{1}{\rho_0} \nabla(p) + \mathbf{g}(1 - \beta(T - T_0)) = -\frac{1}{\rho_0} \nabla(p + \rho_0 g h(1 + \beta(T - T_0)))$ où h est la hauteur de la boucle pour un axe vertical orienté vers le haut.

Avant l'arrêt des pompes, la pression imposée est bien plus grande que celle obtenue avec la convection naturelle. Après leur arrêt, il ne reste plus que la différence de densité qui fait circuler le fluide.

6.2.2 Traitement du problème en convection forcée

S'il ne reste que la pression motrice de la convection naturelle, dans un écoulement développé, stationnaire et établi, l'équation de quantité de mouvement peut se réécrire :

$$0 = -\nabla(\rho_0 g h (1 + \beta(T - T_0))) + \mu \Delta \mathbf{v} \quad (9)$$

Dans le cadre du MSFR en régime permanent, ce gradient de pression est une constante le long d'un tuyau. On obtient donc un profil de vitesse de Poiseuil. L'écoulement se comporte donc comme si on avait mis une pompe engendrant un gradient de pression de valeur $\rho_0 g (1 + \beta(T - T_0))$.

En régime transitoire, l'équation précédente projetée sur l'axe de la conduite (axe x) nous donne :

$$\rho_0 \frac{\partial v_x}{\partial t} = -\nabla(\rho_0 g h (1 + \beta(T - T_0))) + \mu \Delta v_x \quad (10)$$

En régime établi, la projection de $\mu \Delta \mathbf{v}$ sur l'axe de la conduite est nulle. En intégrant sur le volume de la boucle, la pression motrice globale est $\rho_0 g h (1 + \beta(T - T_0)) = (\rho g h)_{chaud} - (\rho g h)_{froid}$. On y ajoute ensuite la perte de charge (et la contribution des pompes, s'il y en a) pour obtenir le déséquilibre de pression global dans la boucle. L'expression utilisée pour calculer l'évolution de la vitesse dans l'axe de la conduite dans une boucle est donc :

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\Delta P_{tot} S}{m_{circ}} \quad (11)$$

avec $\Delta P_{tot} = \Delta P_{reg} + \Delta P_{sing} + (\rho g h)_{chaud} - (\rho g h)_{froid} + \Delta P_{pompe}$.

Cette équation est implémentée sous la forme d'un schéma d'Euler dans SNCF, qui s'écrit donc :

$$v_{n+1} = v_n + \left(dt \frac{\Delta P_{tot} S}{m_{circ}} \right) \Big|_n \quad (12)$$

où v_i est l'approximation de la vitesse au temps t_i .

6.3 Transfert de chaleur

Les échanges de chaleur sont modélisés par la relation :

$$R\phi = \Delta T \quad (13)$$

où ϕ est la puissance échangée [W], R la résistance thermique en [$K.W^{-1}$] et ΔT est la différence de température entre les deux fluides de l'échangeur [K].

La résistance thermique totale d'un échangeur est la somme de trois résistances : une convective du côté du fluide froid R_f , une conductive dans la plaque séparant les deux fluides R_{plaque} et une autre convective dans le fluide chaud R_c . Ces résistances s'écrivent :

- $R_f = \frac{1}{h_f S}$, où S est la surface d'échange [m^2] et h_f le coefficient d'échange du côté froid [$W.m^{-2}.K^{-1}$]
- $R_{plaque} = \frac{e}{k_{th} S}$ où e est l'épaisseur de la plaque [m], k_{th} la conductivité thermique [$W.m^{-1}.K^{-1}$]
- $R_c = \frac{1}{h_c S}$, où h_c le coefficient d'échange du côté chaud [$W.m^{-2}.K^{-1}$]

Les coefficients d'échange sont obtenus à partir du nombre adimensionnel de Nusselt, qui donne le rapport de l'échange convectif sur l'échange par conduction pure. Dans les échangeurs considérés, il peut s'écrire :

$$Nu = \frac{\phi_{tot}}{\phi_{conduction}} = \frac{h D_h}{k_{th}}$$

Le nombre de Nusselt est lui obtenu par des corrélations à partir du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl.

6.4 Corrélations utilisées

Chaque tuyau et échangeur thermique a sa propre expression pour le nombre de Nusselt et pour les pertes de charge.

6.4.1 Pertes de pression

Pertes dans les tuyaux Pour les tuyaux, les pertes de charge proviennent principalement des coudes formés par les tuyaux.

Les pertes de charge singulières s'écrivent $\Delta P_{sing} = k \frac{1}{2} \rho v^2$. Le coefficient de perte de charge k dépend de la géométrie de l'élément qui provoque la perte de charge. Pour un coude arrondi on prend r le rayon de courbure du coude en mètres, d le diamètre hydraulique du tuyau en mètres et θ la déviation en degrés [10]:

$$k = \left(0,131 + 1,847 \left(\frac{d}{2r} \right)^{3,5} \right) \frac{\theta}{90} \quad (14)$$

Dans la boucle combustible, la géométrie est fixée. Elle résulte d'optimisations neutroniques et thermohydrauliques effectuées hors du cadre de ce stage. Les pertes de charge sont donc fixées. Dans les autres boucles, il est possible de faire des coudes "doux". On suppose donc qu'un coude à 90° dans les boucles extérieures a un coefficient de perte de charge singulière égal à 0,131. Tous les tuyaux ont le même diamètre hydraulique, il n'y a donc pas de pertes de charge dues à un élargissement entre les tuyaux (mais il pourrait y en avoir au niveau des raccords avec les échangeurs).

Les pertes de charge régulières se calculent grâce à la formule :

$$\Delta P_{reg} = f_{Da} \frac{1}{2} \frac{L}{D_h} \rho v^2 \quad (15)$$

où f_{Da} est le nombre de Darcy. Son expression varie avec les caractéristiques physiques du tuyau ou de l'échangeur considéré et avec le régime de l'écoulement.

Si l'écoulement est pleinement laminaire ($Re < 1000$), on a une solution analytique : $f_{Da} = \frac{64}{Re}$ pour une conduite cylindrique.

Si l'écoulement est pleinement turbulent ($Re > 4000$), on utilise la corrélation [2]:

$$C_{f_{Da}} = \left(\frac{\epsilon}{3,7 D_h} \right)^{1,11} \quad (16)$$

$$f_{Da} = \left(\frac{1}{1,8 \log_{10} \left(\frac{6,9}{Re} + C_{f_{Da}} \right)} \right)^2 \quad (17)$$

Dans le cas où l'écoulement n'est ni complètement laminaire ni complètement turbulent, on prend l'interpolation linéaire basée sur le nombre de Reynolds entre les deux valeurs limites.

Pertes dans les échangeurs Les pertes de charge dans les échangeurs sont calculées avec des pertes de charge régulières uniquement [11]. Dans un premier temps, nous supposons que les échangeurs utilisés sont des échangeurs à plaques corruguées pour l'IHX et lisses pour les autres. L'IHX a un pas de corrugation adimensionnel de 3,33 (distance entre deux sommets divisée par la hauteur des corrugations) et les corrugations sont inclinées à 30° par rapport à l'axe dirigé dans la longueur des plaques. Dans ces conditions, on obtient les relations du tableau 5. Pour les échangeurs à plaques lisses, les corrélations sont listées dans le tableau 6. La transition entre la corrélation en régime laminaire et celle du régime turbulent se fait par une interpolation linéaire sur le nombre de Reynolds entre deux valeurs prises autour du nombre de Reynolds de transition. Cela permet d'éviter des sauts de vitesses.

Condition	Nombre de Darcy
$Re < 500$	$93.32 Re^{-0.809}$
$Re > 500$	$2.228 Re^{-0.211}$

Table 5: Corrélations utilisées pour calculer les pertes de charge dans l'IHX

Condition	Nombre de Darcy
$Re < 2500$	$96/Re$
$Re > 2500$	$0.316Re^{-0.25}$

Table 6: Corrélations utilisées pour calculer les pertes de charge dans l’AHX et le SHX (échangeurs à plaques lisses)

En pratique, en convection naturelle, le nombre de Reynolds dépasse rarement 2500 dans les échangeurs. Les pertes de charge dans les échangeurs à plaques lisses ont été sûrement sous-estimées, car la relation $f_{Da} = \frac{96}{Re}$ est une relation analytique de perte régulière entre deux plaques planes. Dans les faits il faudrait probablement y ajouter des pertes de charge singulières liées à l’entrée dans les échangeurs.

6.4.2 Nombre de Nusselt

Les échanges thermiques sont dictés par le coefficient d’échange thermique, lui-même donné par le nombre de Nusselt. Celui-ci est calculé grâce à des corrélations, fonctions du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl. Les corrélations utilisées par défaut dans le code SNCF sont représentées sur la figure 5 [2].

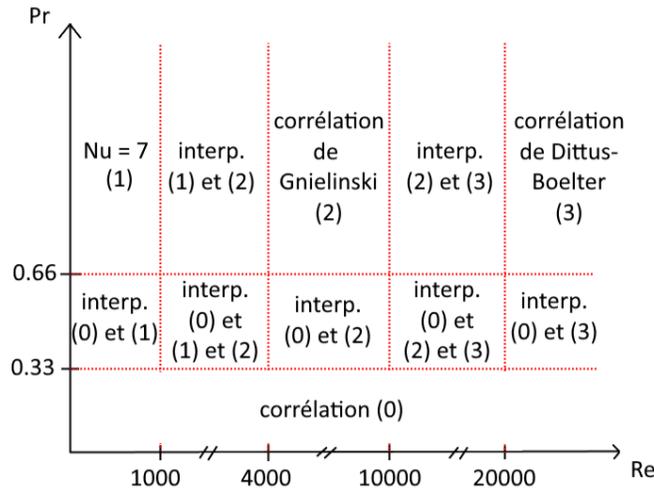


Figure 5: Intervalles de validité des différentes corrélations utilisées par défaut dans SNCF [2]

Avec la corrélation(0) :

$$Nu = [(0.00205458.Pr + 0.00863736).Pr + 0.01602813].Re^{0.057952.Pr+0.843448}$$

La corrélation de Gnielinski :

$$Nu = \frac{f}{8}(Re - 1000) \frac{Pr}{(1 + 12.7 \times \sqrt{\frac{f}{8}} \times (Pr^{2/3} - 1))}$$

$$f = \frac{1}{(0.76 \times \ln(Re) - 1.64)^2}$$

La corrélation de Dittus et Boelter :

$$Nu = 0.0243.Re^{0.8} Pr^a \left(\frac{\mu_s}{\mu} \right)^{a-0.8}$$

avec $a = 0.3$ pour le fluide chaud et $a = 0.4$ pour le fluide froid, μ_s la viscosité dynamique à la surface et μ la viscosité dynamique loin de la paroi. En pratique, dans les échangeurs, seules $Nu = 7$ et la corrélation de Gnielinski

sont utilisées.

Des corrélations plus adaptées aux échangeurs à plaques (corruguées ou non) ont été ensuite ajoutées. Dans l'IHX la corrélation utilisée est $Nu = 0,254Re^{0,638}Pr^{1/3}$ [11]. La puissance 1/3 du nombre de Prandtl est un résultat obtenu par une analyse en ordre de grandeur et est valable pour des nombres de Prandtl proches de ou supérieurs à 1. Dans le cas $Pr \ll 1$, le nombre de Prandtl est à la puissance 1/2. Dans le cas de l'air qui a un nombre de Prandtl d'environ 0.7, l'erreur est inférieure à 5% en prenant le nombre de Prandtl à la puissance 1/3. Les deux autres coefficients sont mesurés expérimentalement [11].

La corrélation sur le nombre de Nusselt de l'IHX est valable entre $45 < Re < 14600$. Dans la majorité des cas cette condition de validité est vérifiée, mais dans le réacteur à sels fluorés, le nombre de Reynolds dans l'échangeur peut passer en dessous de 45. Dans ce cas, le nombre de Nusselt retenu est l'interpolation linéaire basée sur le nombre de Reynold avec la valeur par défaut de SNCF :

$$Nu = \frac{1}{45}(Re.Nu_{\text{corrélation}} + (45 - Re).Nu_{\text{défaut}})$$

Dans l'AHX et le SHX, les corrélations utilisées sont :

- Cas turbulent si $Re > 2800$: $Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{1/3}$ [11].
- Cas laminaire non développé si $Re < 2000$ et $RePr\frac{D_h}{L} > 10$, où L est la longueur de l'échangeur et D_h est le diamètre hydraulique des canaux : $Nu = 1,86(RePr\frac{D_h}{L})^{0,33}$ [11]. La condition $RePr\frac{D_h}{L} > 10$ est une condition de non-développement des couches limites thermiques dans l'échangeur. En effet, lorsque l'écoulement est laminaire établi, le nombre de Nusselt tend vers une valeur constante, prise à $Nu_{\text{établi}} = 7$ dans SNCF.
- Cas laminaire développé si $Re < 2000$ et $RePr\frac{D_h}{L} < 10$: le nombre de Nusselt retenu est l'interpolation linéaire entre la corrélation et la valeur par défaut de SNCF. Si on pose $A = RePr\frac{D_h}{L}$, on a

$$Nu = \frac{1}{10}(A.Nu_{\text{corrélation}} + (10 - A).Nu_{\text{défaut}})$$

- Cas de transition non développé si $2000 < Re < 2800$ et $RePr\frac{D_h}{L} > 10$: la valeur du nombre de Nusselt prise est l'interpolation linéaire basée sur le nombre de Reynolds entre le cas laminaire non développé et le cas turbulent.

$$Nu = \frac{1}{800}((2800 - Re)Nu_{\text{laminaire non développé}} + (Re - 2000)Nu_{\text{turbulent}})$$

- Cas de transition développé si $2000 < Re < 2800$ et $RePr\frac{D_h}{L} < 10$: la valeur du nombre de Nusselt prise est l'interpolation linéaire basée sur le nombre de Reynolds entre le cas laminaire développé et le cas turbulent.

7 Le code SNCF

Le code utilisé dans ce stage est codé en Java et se nomme SNCF. Il a été développé par Daniel Heuer pour simuler la convection forcée et naturelle dans les boucles de refroidissement. On l'utilise ici pour trouver les dimensions des boucles intermédiaire, bâtiment réacteur et extérieure qui permettent d'évacuer la chaleur résiduelle du cœur.

Le fonctionnement du code est le suivant : le fluide dans chaque tuyau est traité comme un train composé de wagons, qui contiennent des colis représentant des particules fluides, auxquelles on attribue une masse et une chaleur. Le but est d'avoir un code rapide. En connaissant la puissance reçue par une portion de tuyau et la date d'entrée et de sortie de la particule fluide de cette portion de tuyau, on peut connaître son gain de chaleur et donc sa température. Il n'est donc pas nécessaire de parcourir l'ensemble des wagons et des colis, mais seulement de traiter les particules fluides qui sortent d'un tuyau. Les échanges thermiques sont calculés avec les relations décrites dans la partie 6.4. Pour une meilleure modélisation des échanges thermiques dans les HX, ceux-ci sont discrétisés

dans leur longueur.

Dans SNCF, la puissance fournie par le coeur est fixée par la température critique T_c . C'est une température seuil en dessous de laquelle le coeur ne peut pas descendre. En effet, on suppose que si la température dans le coeur devait descendre en dessous de T_c , la réactivité augmenterait et la puissance fournie par la fission correspondrait à ce qu'il faudrait fournir pour ramener le coeur à T_c . Dans le cas inverse où l'extraction de puissance est plus faible que la puissance résiduelle, alors la température du coeur augmente et la puissance de fission devient nulle. La puissance résiduelle est calculée d'après une régression réalisée durant la thèse de Mariya Brovchenko [12]. La puissance résiduelle au cours du temps est représentée sur la figure 6.

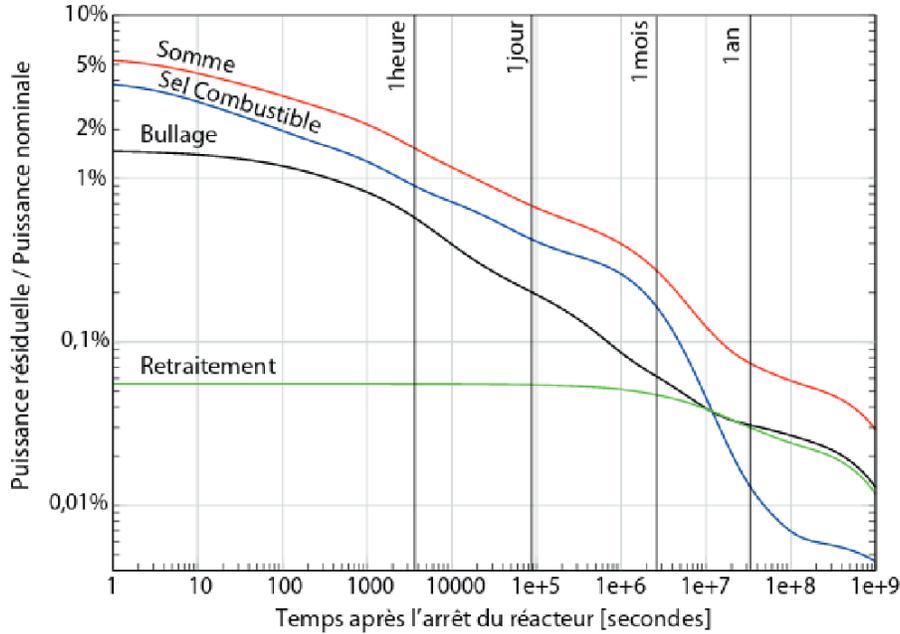


Figure 6: Puissance résiduelle en pourcentage de la puissance nominale au cours du temps [2]. Dans SNCF, seule la puissance résiduelle totale est prise en compte.

Le code utilise un schéma d'Euler pour calculer l'évolution temporelle du système, ce qui impose de garder des pas de temps assez petits (de l'ordre de la milliseconde). La simplicité du modèle neutronique ne permet pas de modéliser des transitoires de courte durée. Dans le cas de l'arrêt des pompes, le coeur devient sous-critique, le modèle neutronique est donc moins impactant et le code peut alors donner de bonnes approximations sur des transitoires de plusieurs heures.

La vitesse dans les boucles est calculée grâce au déséquilibre de pression entre la partie chaude et froide de la boucle. Chaque simulation commence par une mise à l'équilibre de 100 secondes avec les pompes actives. Cela permet de vérifier que les grandeurs, particulièrement les vitesses et pertes de charge, correspondent à ce que l'on attend en régime nominal. Au bout de 100 secondes, la puissance des pompes décroît exponentiellement avec un temps caractéristique de 10 secondes. La suite du transitoire est gouvernée par la convection naturelle. Le fonctionnement plus détaillé du code est présenté dans l'annexe B.

8 Configuration à deux boucles

Dans un premier temps, j'ai appris à utiliser le code SNCF sur des configurations à deux boucles, combustible et intermédiaire, pour les réacteurs à sels fluorures et chlorures.

La boucle combustible est représentée par les éléments de circuit suivants, dans cet ordre : cœur, tube haut, IHX chaud, raccord bas, tube bas (cf figure 7).

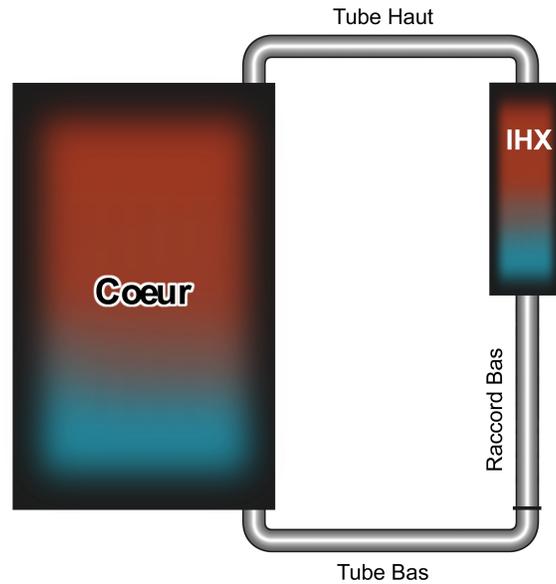


Figure 7: Schéma des éléments de la boucle combustible modélisés dans SNCF.

8.1 Boucle intermédiaire ouverte (sel fluorure)

Dans cette partie, la boucle intermédiaire est composée des éléments suivants : IHX froid, colonne chaude, tube haut, colonne froide ouverte, tube bas. Une boucle ayant un élément de circuit ouvert se comporte comme une cheminée. Le fluide entre par l'élément qui suit la partie ouverte avec une température fixée et sort par l'élément qui précède le tuyau ouvert. Dans ce cas, du sel intermédiaire rentre à température fixée par le tube bas et sort par le tube haut.

Des tests ont été réalisés pour plusieurs températures d'entrée [800K - 900K]. Le principal résultat est qu'il faut faire attention à ne pas atteindre la température de solidification des sels. Dans SNCF, les échangeurs sont discrétisés dans le sens de l'écoulement. Ainsi l'élément de circuit IHX_i correspond à la i -ème portion de l'IHX. Sur la figure 8, on peut voir qu'à partir de la deuxième partie de l'IHX, la température de solidification du sel est atteinte. SNCF est codé pour limiter l'impact d'une solidification en stockant la chaleur latente mais, le modèle thermohydraulique sur lequel est basé SNCF ne prend pas en compte cette solidification, rendant la simulation inutilisable.

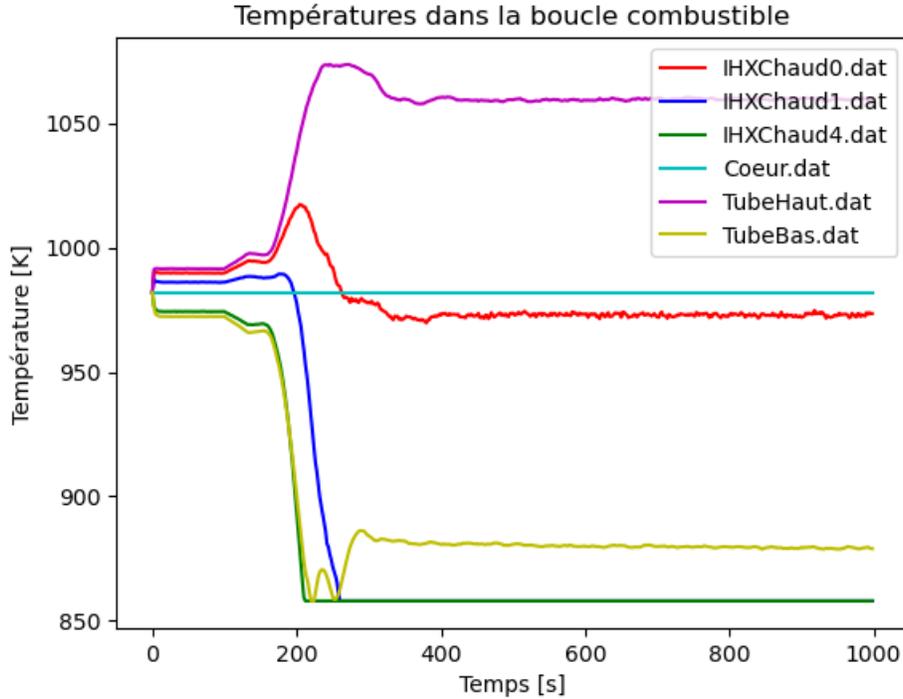


Figure 8: Températures dans la boucle combustible pour une boucle intermédiaire ouverte dans laquelle entre du sel à 800 K.

8.2 Boucle intermédiaire fermée

Dans cette partie la boucle intermédiaire possède les éléments de circuit suivants : IHX froid, colonne chaude, tube haut, SHX chaud, colonne froide, tube bas. La condition limite est d'imposer une température du côté froid du SHX (échangeur froid de la boucle intermédiaire).

Des tests ont été réalisés avec des sels chlorés et fluorés, mais les résultats sont similaires. Seuls les résultats pour le sel chlorure seront présentés. La hauteur de la colonne chaude est le premier paramètre à avoir été modifié. Cependant à ce moment les corrélations de la partie 6.4 n'avaient pas été appliquées et la géométrie n'était pas encore calquée sur la configuration SONGe, ce qui donnait des résultats moins conformes à la réalité.

On peut utiliser ce cas pour souligner les différences engendrées par l'implémentation des corrélations (pertes de charge et nombre de Nusselt), en lançant avec la même configuration SNCF avec et sans les corrélations. On peut voir les différences sur les températures et les vitesses dans la boucle combustible sur la figure 9.

Il est donc important de prendre en compte les pertes de charge accrues dues à l'utilisation d'un échangeur à plaques corruguées dans l'IHX et d'un échangeur à plaques lisses dans le SHX . En effet les vitesses obtenues en convection naturelle dans la boucle combustible sont environ 2.5 fois plus faibles avec les corrélations ($0,08m.s^{-1}$ avec les corrélations et $0.2m.s^{-1}$ sans, cf figure 9). On passe d'une configuration où le cœur reste critique (cœur à température constante égale à la température critique) à une configuration qui passe par un transitoire où la puissance résiduelle suffit à échauffer le cœur et à le rendre sous-critique.

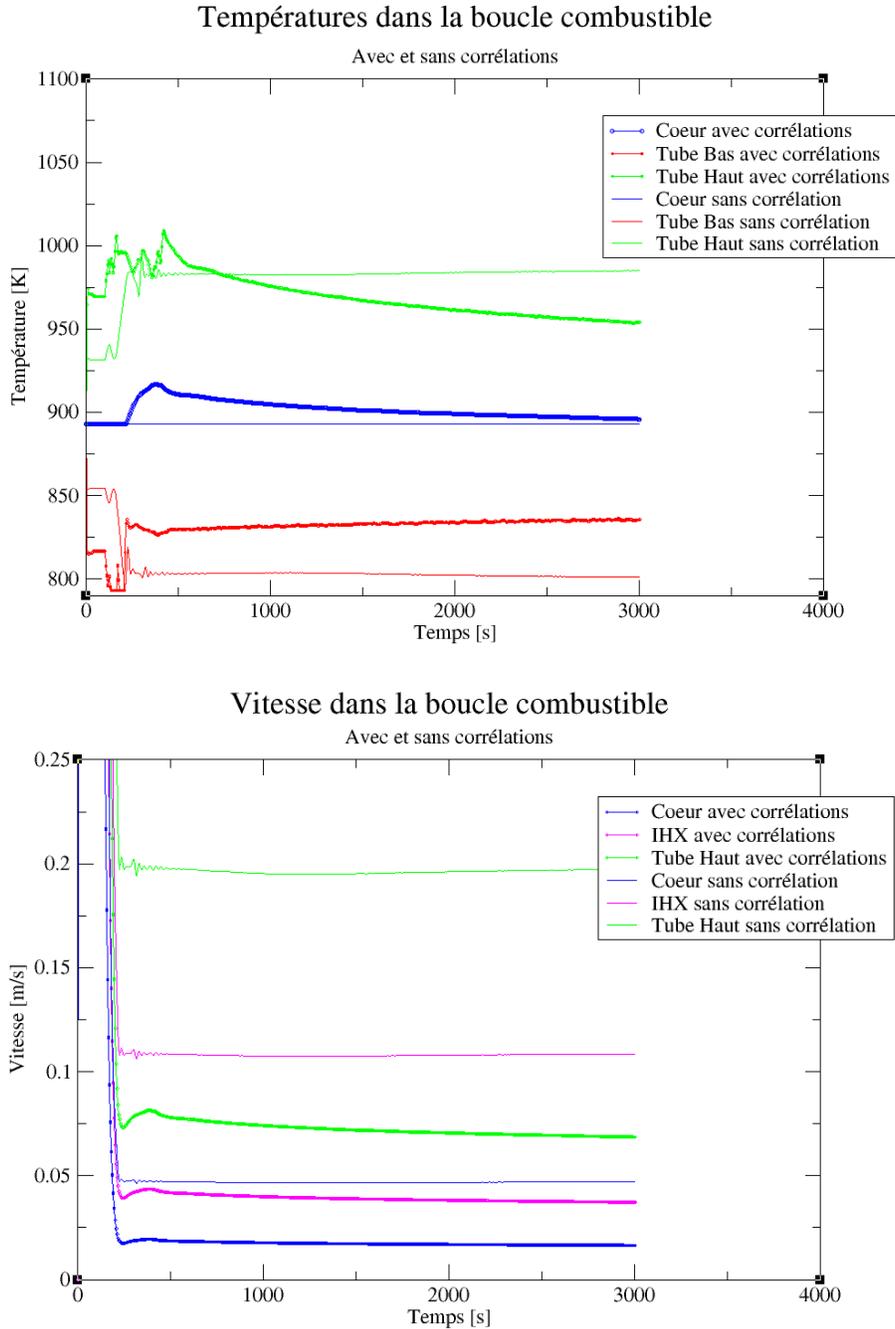


Figure 9: Comparaison des températures obtenues dans la boucle combustible avec et sans les nouvelles corrélations

9 Configuration à quatre boucles

Je suis ensuite passé à l'étude du MSFR avec ses quatre boucles. Dans cette configuration, la boucle combustible est identique à la configuration à deux boucles. Les boucles intermédiaire et bâtiment réacteur possèdent les éléments de circuit suivants : HX chaud (échangeur avec la boucle précédente plus chaude), colonne chaude, tube haut, HX froid (échangeur avec la boucle suivante plus froide), colonne froide, tube bas. La condition limite est la boucle extérieure ouverte dans laquelle entre de l'air à 313 K, pour se placer dans des conditions de fonctionnement

défavorables au refroidissement. Les deux boucles en air (bâtiment réacteur et extérieure) limitent grandement l'échange de chaleur avec l'extérieur, ce qui provoque une élévation de la température en cœur à cause de la puissance résiduelle. Un exemple d'évolution des températures dans la boucle combustible est donné sur la figure 10. Il est possible d'augmenter cette évacuation de chaleur en jouant sur différents paramètres des boucles comme la hauteur, les diamètres hydrauliques des tuyaux, des échangeurs et des surfaces d'échange.

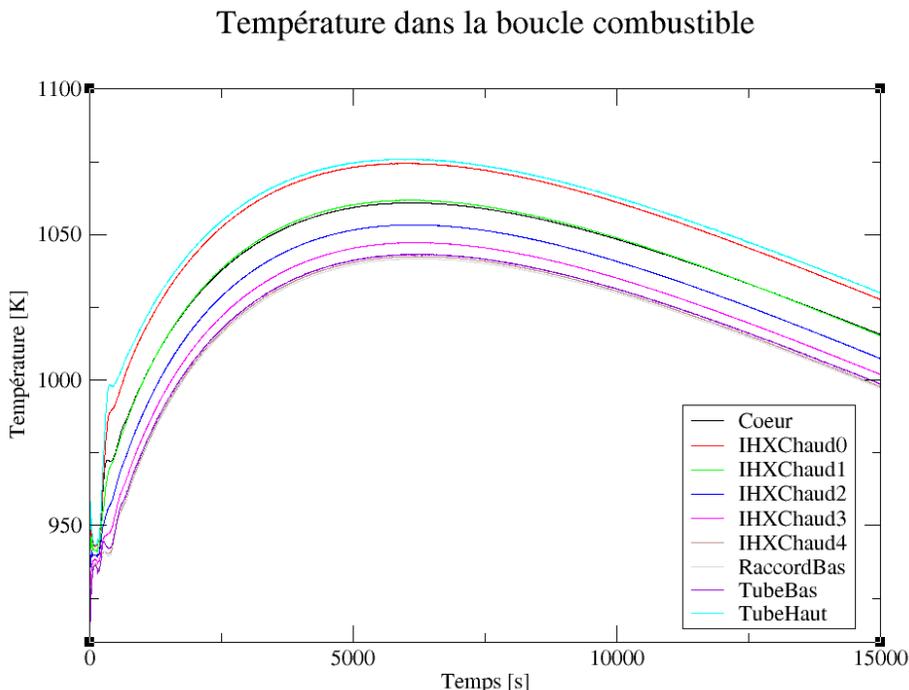


Figure 10: Exemple d'évolution des températures dans la boucle combustible. L'IHX étant discrétisé dans sa longueur, les différents IHX_i correspondent à la partie de l'échangeur considérée.

Dans cette partie, des études de sensibilités et tests vont être réalisés pour déterminer les configurations de taille minimale permettant d'évacuer la puissance résiduelle tout en ne dépassant pas 1100K dans le circuit. Cette température correspond à une marge de sécurité pour s'assurer de la résistance de l'hastelloy (alliage à base de nickel utilisé dans la boucle combustible) au cours du transitoire.

Pour la suite, les hauteurs des boucles seront notées sous la forme $H_{intermédiaire} - H_{bâtiment\ réacteur} - H_{extérieure}$ et les diamètres hydrauliques des tuyaux seront notés sous la forme $D_h\ intermédiaire - D_h\ bâtiment\ réacteur - D_h\ extérieure$. Les sections de passage des échangeurs seront notées sous la forme $S_{SHX\ chaud} - S_{SHX\ froid} - S_{AHX\ chaud} - S_{AHX\ froid}$. Les surfaces d'échange des échangeurs seront notées sous la forme $S_{SHX} - S_{AHX}$.

9.1 Paramètres fixés et leurs valeurs

9.1.1 Géométrie SONGe

La géométrie SONGe possède de nombreux coudes à angles droits, qui induisent de fortes pertes de charge. Les coefficients de pertes singulières sont listés dans les fichiers de sortie de SONGe. L'adaptation de la géométrie s'est faite en simplifiant le tube haut et en reportant une partie des pertes de charge sur le raccord bas. Les tuyaux sont cylindriques et leurs dimensions sont notées dans le tableau 7.

Sel	Chlorure	Fluorure
Nombre de secteurs	24	16
Volume total de sel [m^3]	55.8	16.75
Volume en cœur [m^3]	30	9
D_h du cœur [m]	3.37	2.26
Longueur du cœur [m]	3.37	2.26
Section du cœur [m^2 /secteur]	0.371	0.250
Température critique [K]	874	940
D_h des tuyaux [m]	0.3	0.256
D_h de l'IHX [m]	5.52×10^{-3}	4.62×10^{-3}
Longueur des tubes Haut/Bas [m]	3.03	1.98
Longueur de l'IHX [m]	1.73	0.76
Longueur du raccord bas [m]	1.64	1.50
surface d'échange de l'IHX [m^2]	388	176
Coefficient de pertes de charge singulières du tube haut	2.34	2.34
Coefficient de pertes de charge singulières du tube bas	1.17	1.17
Coefficient de pertes de charge singulières du raccord bas	0.65	0.65

Table 7: Caractéristiques utilisées pour la boucle combustible dans la configuration obtenue d'après SONGe

9.1.2 Géométrie toroïdale

La géométrie toroïdale est complexe par rapport à ce qu'il est possible de représenter dans SNCF. Les valeurs données ne sont donc pas exactes, mais se rapprochent le plus possible de la configuration visée. Contrairement à la géométrie SONGe où il est facile d'obtenir les coefficients de pertes de charge singulières dans chaque tuyau, la géométrie toroïdale se verra appliquer un coefficient de perte de charge singulière unique dans le raccord bas pour correspondre au mieux aux simulations fournies par Axel Laureau avec OpenFOAM. Ces simulations sont réalisées pour un sel fluoré. Pour calculer le coefficient de perte de charge associé, les pertes ont été calculées pour différents débits et une régression est réalisée pour déterminer le coefficient. Il a été vérifié que le volume du cœur, la viscosité du sel et le choix du modèle de turbulence n'influe pas sur la corrélation obtenue. Celle-ci est bien proportionnelle à la masse volumique du sel. Un exemple de calcul de pertes de charge est présenté sur la figure 11.

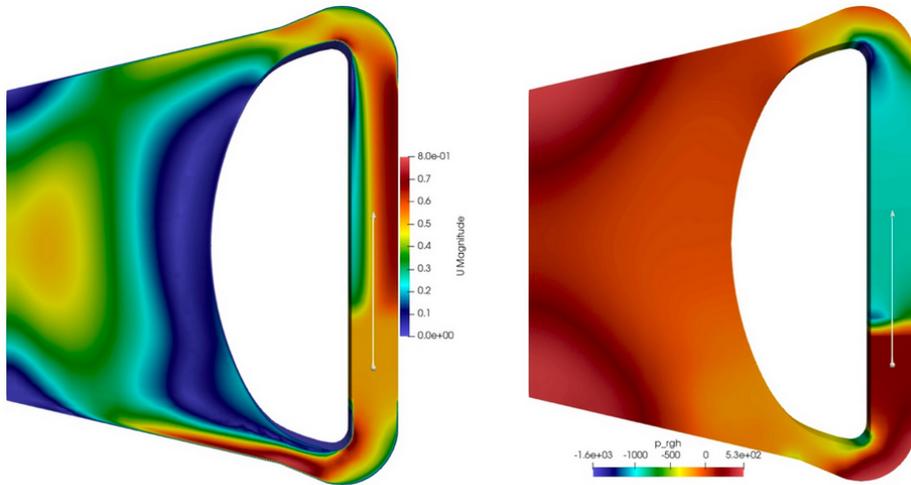


Figure 11: Exemple de calcul de perte de charge réalisé par Axel Laureau avec OpenFOAM. L'échangeur est remplacé par un tuyau en bas duquel une pompe impose une vitesse. On s'intéresse alors à la différence de pression entre l'amont et l'aval de la pompe

La régression réalisée pour des vitesses comprises entre $0,064 \text{ m.s}^{-1}$ et 4 m.s^{-1} donne la relation $\Delta P =$

$4220v^{1.93}Pa$. Le coefficient de perte de charge correspondant est donc $k = 2.03$ pour un sel fluoré. Dans SNCF, le coefficient implémenté est de 2.08 pour réduire le risque de sous-estimer les pertes de charge. Les caractéristiques de la boucle combustible sont listées dans le tableau 8.

Sel	Fluorure
Nombre de secteurs	16
Volume total de sel [m^3]	18
Volume en cœur [m^3]	9
D_h du cœur [m]	2.26
Longueur du cœur [m]	2.26
Section du cœur [m^2 /secteur]	0.250
Température critique [K]	939
D_h des tuyaux [m]	0.253
Longueur des tubes haut/bas [m]	0.181
Section des tubes haut/bas [m^2]	0.0770
Longueur du raccord bas [m]	0.561
Section du raccord bas [m^2]	0.0712
D_h de l'IHX [m]	8.92×10^{-3}
Section de l'IHX [m^2]	0.292
Longueur de l'IHX [m]	1.69
surface d'échange de l'IHX [m^2]	200
Coefficient de pertes de charge singulières total des tuyaux	2.08

Table 8: Caractéristiques de la boucle combustible dans la configuration toroïdale.

9.2 Paramètres modifiables et leurs impacts

Dans ce rapport, il est choisi de se concentrer sur la modification de certains paramètres des boucles intermédiaire, bâtiment réacteur et extérieure. Le principal paramètre variant est la longueur des colonnes chaudes et froides. Augmenter la hauteur de la boucle fait augmenter la pression motrice et donc la vitesse dans les boucles. On augmente alors les échanges thermiques dans les échangeurs et donc la capacité d'extraction de puissance globale du système. Les tests montrent que les boucles limitantes sont les boucles en air (bâtiment réacteur et extérieure), car elles ont des débits plus faible que la boucle intermédiaire. Les tests réalisés vont donc principalement porter sur ces boucles. Augmenter la hauteur de la boucle intermédiaire augmente peu l'extraction globale de puissance, mais permet d'absorber une partie de la chaleur de la boucle combustible et ralentit l'échauffement du combustible. Augmenter la hauteur de la boucle intermédiaire diminue aussi la vitesse de refroidissement du circuit combustible après avoir atteint la température maximale, ce qui augmente la durée du transitoire.

Il est aussi possible de modifier les diamètres hydrauliques dans les tuyaux des boucles. Cela a pour effet d'augmenter le débit dans les boucles et donc d'augmenter l'extraction de puissance. Ce point est très impacté par le choix des corrélations. En effet, avant d'appliquer les interpolations linéaires entre les différents régimes d'écoulement, l'augmentation de la vitesse dans les échangeurs entraînait de tels sauts du nombre de Nusselt que l'extraction de chaleur n'était que peu améliorée. C'est dans l'AHX que ce problème intervient le plus fréquemment, car le nombre de Reynolds dans la partie froide de l'échangeur correspond à la valeur de transition pour la corrélation du nombre de Nusselt.

Des tests sur l'influence du diamètre hydraulique des échangeurs ont été réalisés, dans le but de réduire les pertes de charge. Cela a été fait en augmentant la section de passage dans l'échangeur, ce qui revient à écarter les plaques des échangeurs lisses. Cependant, les résultats montrent qu'augmenter le diamètre hydraulique des échangeurs ne réduit pas forcément la température maximale dans le combustible. En effet, en régime laminaire, augmenter la distance entre les plaques permet d'éviter que les couches limites thermiques ne se rejoignent et permettent d'avoir un nombre de Nusselt plus grand grâce à la relation :

$$Nu = 1,86(PrRe \frac{D_h}{L})$$

Le coefficient d'échange thermique s'écrit donc

$$h = F(T) \left(\frac{v}{D_h} \right)^{1/3}$$

avec F une fonction de la température. Pour augmenter le coefficient d'échange via la vitesse il faut donc que la vitesse augmente plus vite que le diamètre hydraulique, ce qui n'est pas toujours le cas. De plus, augmenter la vitesse dans la boucle bâtiment réacteur en augmentant le diamètre hydraulique des échangeurs fait augmenter la température minimale dans la boucle et baisser la température maximale, ce qui réduit l'échange avec la boucle extérieure, qui chauffe donc moins. Au final, par un jeu de compensations, augmenter les diamètres hydrauliques des échangeurs partout augmente les vitesses d'écoulement, mais ne permet pas nécessairement d'améliorer l'évacuation de la puissance résiduelle.

Finalement, le dernier paramètre étudié est la surface d'échange du SHX et de l'AHX. Augmenter la surface d'échange augmente simplement l'extraction de chaleur globale, mais selon les hauteurs des boucles, il est plus intéressant d'augmenter la surface d'échange dans le SHX ou dans l'AHX.

9.3 Sel chlorure

9.3.1 Étude de sensibilité en configuration SONGe

Importance du D_h et des hauteurs des colonnes. Dans ce test, le SHX et l'AHX sont pris comme des échangeurs à plaques lisses, de dimensions listées dans le tableau 9.

	SHX / AHX
Longueur [m]	2
$(D_h)_{chaud}$ [m]	26.3×10^{-3}
$(D_h)_{froid}$ [m]	26.3×10^{-3}
Section de passage chaude [m ²]	1.571
Section de passage froide [m ²]	1.571
surface d'échange [m ²]	480

Table 9: Dimensions des échangeurs utilisées par défaut pour les tests.

Le tableau 10 donne les températures maximales (températures moyennes dans le tube haut de la boucle combustible) obtenues en fonction des hauteurs des boucles et des diamètres hydrauliques des tuyaux.

Hauteurs [m] \ D_h des tuyaux [m]	0,5-1-1	0,5-1.2-1.2	0,5-1,5-1,5
7-10-10	1169	1147	1127
7-10-15	1138	1109	1091
7-15-10	1167	1130	1103
7-15-15	1125	1086	1068
9-10-10	1160	1139	1120
9-10-15	1130	1102	1085
9-15-10	1158	1123	1097
9-15-15	1118	1079	1062

Table 10: Températures maximales [K] atteintes pour différentes hauteurs de colonnes chaudes et de diamètres hydrauliques dans les tuyaux. Les triplets a-b-c désignent les valeurs dans les boucles intermédiaire, bâtiment réacteur et extérieure

D'après les résultats, augmenter le diamètre des tuyaux permet d'augmenter le débit et donc la capacité d'échange thermique.

Variation des DH dans les échangeurs. Dans ce test, le diamètre hydraulique des tuyaux est pris à 1 m. On fait ensuite varier la section de passage S des échangeurs en conservant le rapport D_h/S . Une section de $1.571 m^2$ correspond à un diamètre hydraulique de $26.3 mm$.

Le tableau 11 donne les températures maximales (températures moyennes dans le tube haut) obtenues en fonction des hauteurs des boucles et des diamètres hydrauliques des tuyaux.

Hauteurs [m] \ Section des échangeurs [m^2]	1-1-1-1	0.8-1.57-1.57-1.57	1.57-1.57-1.57-1.57	2.5-2.5-2.5-2.5
7-7-7	1260	1216	1195	1255
7-7-11	1233	1179	1162	1222
7-7-15	/	/	1137	1196
7-11-7	1214	1212	1192	1238
7-11-11	1156	1178	1162	1202
7-15-7	/	/	1194	1229
7-15-15	/	/	1164	1164
9-7-7	1246	1204	1185	1242
9-7-11	1220	1169	1153	1213
9-7-15	/	/	1130	1189
9-11-7	1200	1200	1183	1226
9-11-11	1145	1168	1153	1194
9-15-7	/	/	1184	1218
9-15-15	/	/	1118	1158

Table 11: Températures maximales atteintes en fonction de la section des échangeurs et des hauteurs des colonnes. La notation a-b-c-d fait référence aux sections de passage dans les parties froide du SHX, chaude du SHX, froide de l’AHX et chaude de l’AHX.

Les résultats de ce tableau soulignent le phénomène décrit dans la partie 9.2. En effet, augmenter le diamètre hydraulique dans les échangeurs fait baisser les pertes de charge mais peut dégrader le coefficient d’échange thermique. Au final l’échange global n’est pas nécessairement amélioré. Il est difficile de dégager des tendances des résultats précédents mais les diamètres hydrauliques $1.57-1.57-1.57-1.57 m$ donnent de bons résultats pour l’ensemble des hauteurs testées alors que les autres solutions dépendent davantage des hauteurs des boucles.

Pour ce test, l’emploi d’une méthode plus avancée de recherche d’optimum semble nécessaire.

Surface d’échange du SHX et de l’AHX. Une autre solution simple pour réduire la hauteur maximale du bâtiment est d’avoir des échangeurs plus performants, en particulier pour l’AHX. Cela permet de mieux échanger la chaleur entre les deux boucles en air et donc d’avoir des différences de température plus importantes dans les boucles et donc une plus grande pression motrice. Pour cela il a été choisi d’augmenter la surface d’échange et la section de passage dans les échangeurs, ce qui revient à agrandir l’échangeur en rajoutant des plaques. Le rapport surface d’échange sur section est conservé et une section de $1.571 m^2$ correspond à une surface d’échange de $480 m^2$. La section des échangeurs est de $1.571 m^2$ et le diamètre hydraulique des tuyaux est de 1 m. Les températures maximales obtenues sont présentées dans le tableau 12.

Hauteurs [m] \ Surface d’échange [m^2]	480-480	480-700	700-700
7-10-10	1169	1112	1058
7-10-15	1138	1100	1047
7-15-10	1167	1104	1060
7-15-15	1125	1092	1049
9-10-10	1160	1104	1053
9-10-15	1130	1093	1044
9-15-10	1158	1096	1055
9-15-15	1118	1085	1045

Table 12: Températures maximales atteintes en fonction de la surface d’échange des échangeurs et des hauteurs des colonnes

Dans le cas $700-700\text{ m}^2$, en augmentant la surface d'échange de cette façon, il devient plus efficace d'avoir une boucle bâtiment réacteur de 10 mètres de haut qu'une boucle de 15 mètres de haut. De plus, le gain de température est plus important pour les faibles hauteurs de boucles, ce qui permet de faire fortement baisser la température maximale atteinte même pour des petites configurations. On échangerait alors la taille des échangeurs qui augmente fortement contre leur hauteur d'attache et hauteur totale du bâtiment.

9.3.2 Solutions "optimales" en configuration SONGe

Toutes les configurations testées sont placées sur un diagramme en point permettant d'identifier quelles sont les configurations qui permettent d'obtenir une température maximale inférieure à 1100K tout en minimisant la hauteur des boucles. Les résultats sont présentés sur la figure 12. La configuration de départ possède des diamètres hydrauliques des tuyaux de $0.5-1-1\text{ m}$, des sections de passage des échangeurs de $1.57-1.57-1.57-1.57\text{ m}^2$ et des surfaces d'échange de $480-480\text{ m}^2$. Les paramètres sont modifiés indépendamment, pour comparer leurs capacités respectives à réduire la taille nécessaire des boucles et donc déterminer le moyen le plus efficace pour réduire la hauteur du bâtiment. Il est cependant possible de combiner les configurations avantageuses pour réduire davantage la hauteur totale des boucles.

Les configurations qui aboutissent aux températures maximales atteintes les plus faibles sont celles dont les surfaces d'échange sont de 700 m^2 dans le SHX et l'AHX. Dans ce cas il n'est pas nécessaire d'avoir des boucles très hautes et la configuration à $7-10-10$ mètres est largement satisfaisante. Le deuxième meilleur moyen de réduire la hauteur des boucles est d'augmenter le diamètre hydraulique des tuyaux. En prenant des diamètres de $0.5-1.5-1.5$ et des hauteurs de $7-10-15$ mètres, il est possible de ne pas dépasser la barre des 1100 K .

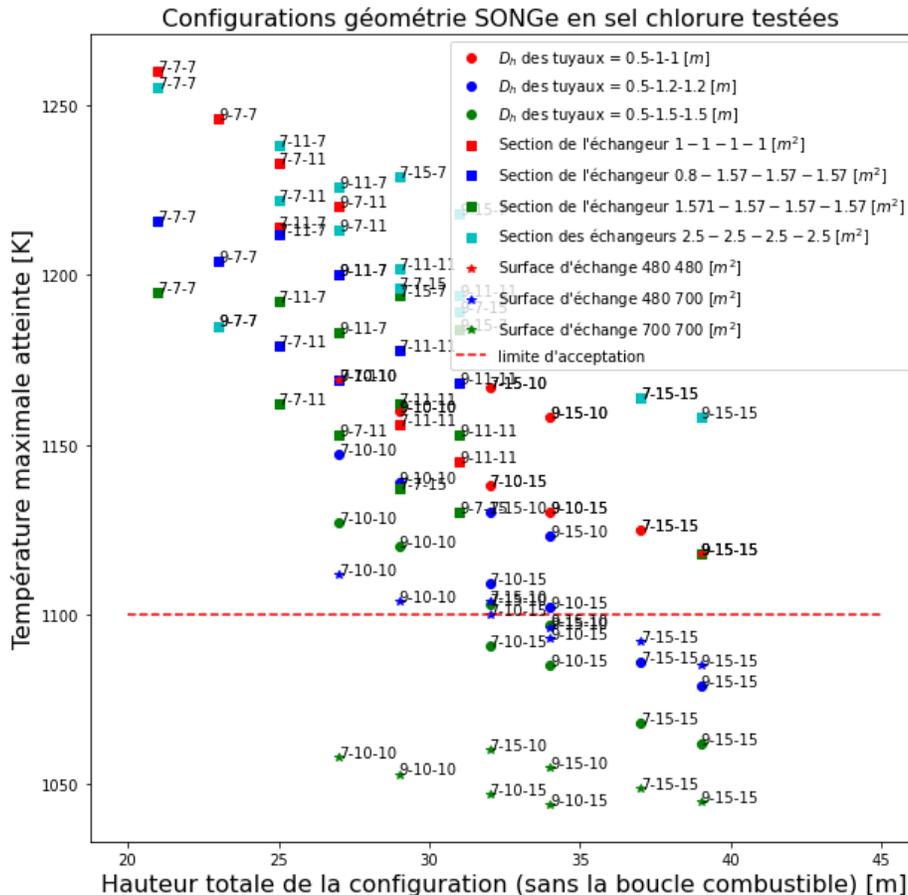


Figure 12: Diagramme en point donnant la température maximale atteinte pour une configuration donnée et sa hauteur totale.

9.4 Sel fluorure

9.4.1 Étude de sensibilité en configuration SONGe

Variation des hauteurs et des D_h dans les tuyaux. Les valeurs des paramètres pour les échangeurs sont les mêmes que dans le tableau 9. Dans ce test, les diamètres hydrauliques des tuyaux sont modifiés en même temps que les hauteurs, pour trouver où la baisse de température est la plus importante. Les températures maximales obtenues sont présentées dans le tableau 13.

Hauteurs [m] \ D_h [m]	0.5-1-1	0.5-1.2-1.2	0.5-1.5-1.5
8-13-13	1206	1182	1166
8-13-16	1199	1176	1157
8-16-13	1194	1165	1102
8-16-16	1187	1154	1077
10-13-13	1197	1174	1158
10-13-16	1190	1167	1148
10-16-13	1185	1157	1095
10-16-16	1179	1145	1070

Table 13: Températures maximales obtenues en fonction des diamètres hydrauliques des tuyaux et des hauteurs des boucles.

Les conclusions de ce test sont similaire à celles du même test avec le sel chlorure. Augmenter le diamètre hydraulique des tuyaux fait baisser la température maximale atteinte dans la boucle combustible. De manière générale les températures obtenues avec le sel fluorure sont plus élevées que celles avec le sel chlorure à cause de la différence de température de fonctionnement. On peut cependant arriver à avoir des températures maximales similaires si on prend des diamètres hydrauliques de 0.5-1.5-1.5 m et une hauteur de boucle bâtiment réacteur de 15 mètres pour le sel chlorure et de 16 mètres pour le sel fluorure.

Variation des surfaces d'échange du SHX et l'AHX. Dans cette partie les surfaces d'échange sont modifiées en conservant le rapport section de passage sur surface d'échange. Une surface de 480 m^2 correspond à une section de passage de 1.571 m^2 . Les diamètres hydrauliques des tuyaux sont de 0,5-1-1 mètre.

Hauteurs [m] \ Surfaces d'échange [m^2]	480-480	480-700	700-700
8-13-13	1206	1158	1107
8-13-16	1199	1152	1102
8-16-13	1194	1145	1100
8-16-16	1187	1137	1094
10-13-13	1197	1150	1101
10-13-16	1190	1144	1096
10-16-13	1185	1137	1094
10-16-16	1179	1130	1089

Table 14: Températures maximales obtenues en fonction des surfaces d'échange dans le SHX et l'AHX des tuyaux et des hauteurs des boucles.

De manière globale, augmenter la surface d'échange des échangeurs réduit la température maximale atteinte. Contrairement au test réalisé avec le sel fluorure, la diminution de la température maximale atteinte n'est pas significativement plus grande pour des boucles de faible hauteur.

Section de passage des échangeurs Dans cette partie, la section de passage dans les échangeurs est modifiée en conservant le rapport diamètre hydraulique sur section de passage, ce qui revient à écarter les plaques des échangeurs. Une section de passage de 1.571 m^2 correspond à un diamètre hydraulique de 26.3 mm.

Hauteurs [m] \ Surfaces de passage [m ²]	1-1-1-1	0,8-1.57-1.57-1.57	1.57-1.57-1.57-1.57	2.5-2.5-2.5-2.5
8-13-13	1197	1221	1206	1253
8-13-16	1183	1214	1199	1246
8-16-13	1178	1209	1194	1237
8-16-16	1164	1202	1187	1226
10-13-13	1187	1211	1197	1244
10-13-16	1174	1203	1190	1237
10-16-13	1169	1199	1185	1228
10-16-16	1155	1192	1179	1217

Table 15: Températures maximales obtenues en fonction des sections de passage dans les échangeurs et des hauteurs des boucles.

Dans ce test les meilleurs résultats sont obtenus pour les sections de 1-1-1-1 m². Cependant, l'écart avec la configuration 1.57-1.57-1.57-1.57 m² se réduit quand on diminue la taille des boucles. Il serait intéressant de voir comment se comporte le système pour des hauteurs de boucles plus petites.

9.4.2 Solutions "optimales" en configuration SONGe

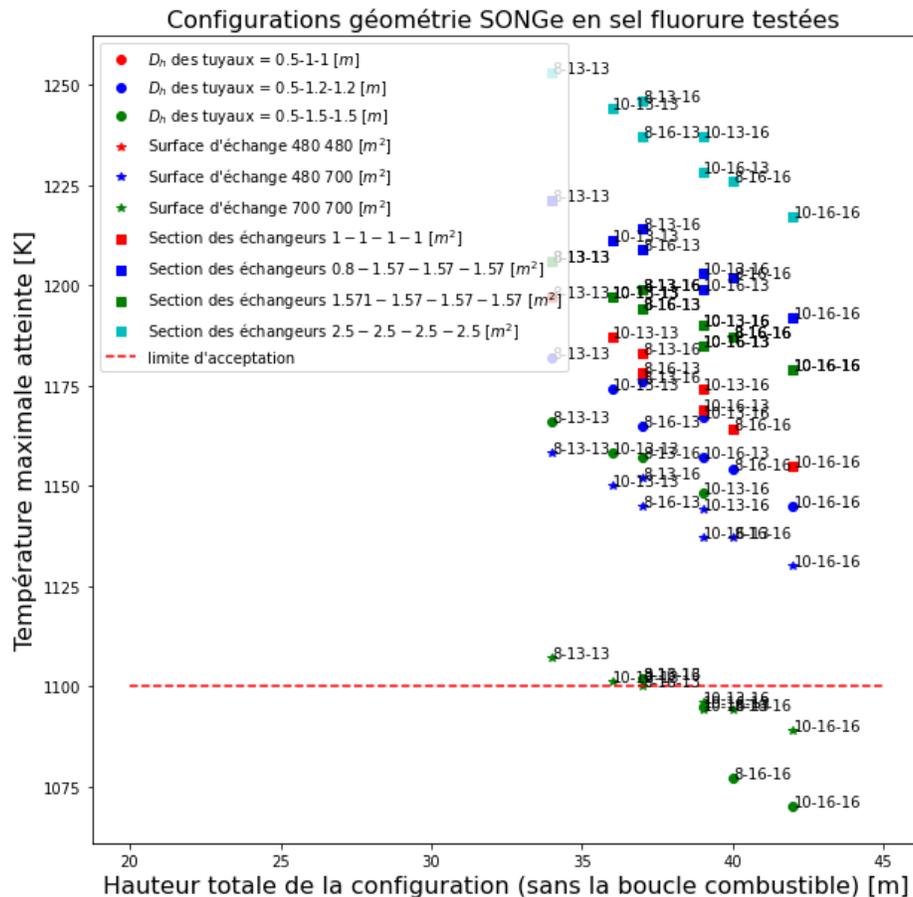


Figure 13: Diagramme en point donnant la température maximale atteinte pour une configuration donnée et sa hauteur totale.

Les configurations testées sont placées sur la figure 13. De la même manière qu'avec la configuration en sel chlorure, on souhaite identifier le meilleur moyen de diminuer la hauteur totale des boucles. La configuration de départ

possède des diamètres hydrauliques des tuyaux de 0.5-1-1 *m*, des sections de passage des échangeurs de 1.57-1.57-1.57-1.57 *m*² et des surfaces d'échange de 480-480 *m*².

Le sel fluorure a une température de fonctionnement élevée et la géométrie SONGe entraîne beaucoup de pertes de charges ce qui rend difficile l'extraction de chaleur par convection naturelle. Dans ce cas les seules configurations qui permettent d'extraire la puissance sans dépasser les 1100 K dans la boucle combustible sont les cas où les diamètres hydrauliques sont égaux à 0.5-1.5-1.5 et le cas où les surfaces d'échanges sont de 700-700 *m*². Dans le premier cas la hauteur minimale est atteinte avec la configuration 10-16-13 *m* de haut et pour la deuxième, elle est atteinte pour la configuration à 8-13-16 *m* de haut.

Avec cette géométrie, la configuration en sel chlorure est beaucoup plus facile à refroidir. Ainsi avec le sel chlorure on peut utiliser de tuyaux de diamètres hydrauliques plus petits (0.5-1.2-1.2 *m* contre 0.5-1.5-1.5 *m*) ou avoir une hauteur totale réduite : 27 mètres au minimum pour le sel chlorure contre environ 35 mètres pour le sel fluorure.

9.4.3 Étude de sensibilité en configuration toroïdale

Variation des hauteurs et des D_h des tuyaux. Les valeurs des paramètres pour les échangeurs sont les mêmes que dans la configuration (cf tableau 9). Les tests réalisés ici sont les mêmes que pour la configuration SONGe mais avec la géométrie toroïdale.

hauteurs [m] \ D_h des tuyaux [m]	0.5-1-1	0.5-1.2-1.2	0.5-1.5-1.5
5-5-5	1303	1221	1129
5-5-10	1264	1200	1114
5-5-15	1255	1193	1108
5-10-5	1291	1194	1110
5-10-10	1243	1161	1086
5-10-15	1226	1150	1077
5-15-5	1275	1174	1092
5-15-10	1217	1133	1066
5-15-15	1200	1110	1050
7-5-5	1288	1205	1122
7-5-10	1253	1175	1107
7-5-15	1243	1164	1101
7-10-5	1236	1176	1103
7-10-10	1175	1143	1080
7-10-15	1163	1131	1071
7-15-5	1225	1165	1085
7-15-10	1157	1125	1060
7-15-15	1141	1103	1044

Comme pour les autres tests sur les diamètres hydrauliques des tuyaux, augmenter les diamètres hydrauliques permet de diminuer la température maximale atteinte. Dans ce cas aussi le gain est d'autant plus important que les hauteurs des boucles sont faibles.

Surface d'échange du SHX et de l'HX. Comme pour la géométrie SONGe, la surface d'échange est augmentée d'un même facteur que la section de passage. Une surface d'échange de 480 *m*² correspond à une section de passage de 1.571 *m*². Le diamètre hydraulique des tuyaux est de 0.5 *m* pour l'intermédiaire et de 1 mètre pour les deux boucles en air. Les températures maximales obtenues dans le système sont listées dans le tableau 16.

Hauteurs [m] \ Surfaces d'échange [m ²]	480-480	480-700	700-480	700-700
5-5-5	1303	1262	1214	1146
5-5-10	1264	1212	1184	1122
5-5-15	1255	1205	1172	1115
5-10-5	1291	1194	1185	1137
5-10-10	1243	1161	1151	1104
5-10-15	1227	1150	1139	1094
5-15-5	1276	1172	1174	1121
5-15-10	1217	1120	1133	1086
5-15-15	1201	1102	1110	1076

Table 16: Températures maximale atteinte en fonction des surfaces d'échange et des hauteurs des colonnes.

Si la boucle bâtiment réacteur est petite (5 ou 10 mètres dans le tableau) il est plus intéressant d'augmenter la surface d'échange dans le SHX que dans l'AHX. Si la boucle bâtiment réacteur est très grande (15 mètres dans le tableau), il est plus intéressant d'augmenter la surface d'échange dans l'AHX.

9.4.4 Solutions "optimales" en configuration toroïdale

Les résultats sont présentés sur la figure 14. La configuration de départ possède des diamètres hydrauliques des tuyaux de 0.5-1-1 m, des sections de passage des échangeurs de 1.57-1.57-1.57-1.57 m² et des surfaces d'échange de 480-480 m².

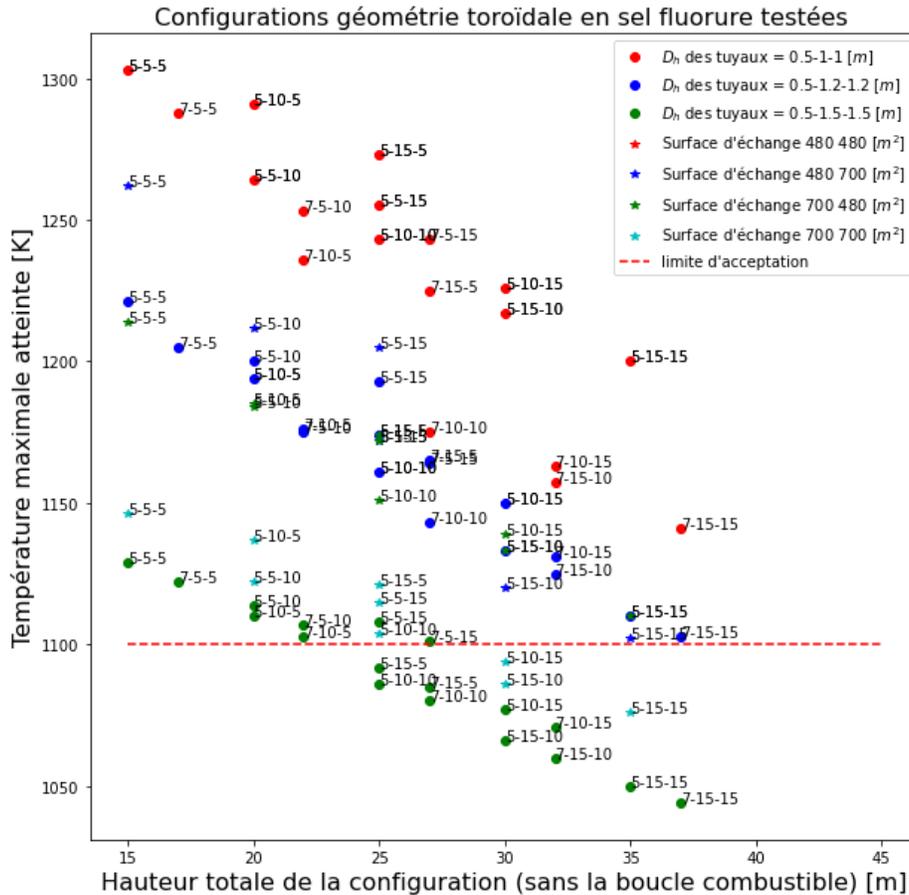


Figure 14: Diagramme en point donnant la température maximale atteinte pour une configuration donnée et sa hauteur totale.

Comme on pouvait s’y attendre cette géométrie est beaucoup plus facile à refroidir que la géométrie SONGe. Les tests qui permettent de limiter la température maximale à 1100 K sont ceux où le diamètre hydraulique des tuyaux est égale à 0.5-1.5-1.5 m. Dans ce cas les hauteurs peuvent être limitées à 5-10-10 mètres. Augmenter la surface d’échange des échangeurs à 700-700 m² permet aussi de passer la barre des 1100 K. Dans ce cas les hauteurs minimales sont 5-15-10 et 5-10-15 m. On peut aussi noter qu’avec des surfaces d’échange de 480-700 m² et des hauteurs de 5-15-15 m la température maximale atteinte est très légèrement supérieure à 1100 K, ce qui peut être un point intéressant si les échangeurs sont jugés trop volumineux.

9.5 Equilibre des puissances entre échangeurs

Dans le but de réduire le temps de calcul, il est possible d’imaginer fixer la valeur de la puissance résiduelle dans le temps et d’attendre d’avoir un équilibre à la bonne puissance pour déterminer les températures d’intérêt. Cependant le temps de mise à l’équilibre du système est grand devant le temps caractéristique de variation de la puissance résiduelle. Cela empêche d’utiliser la méthode précédente

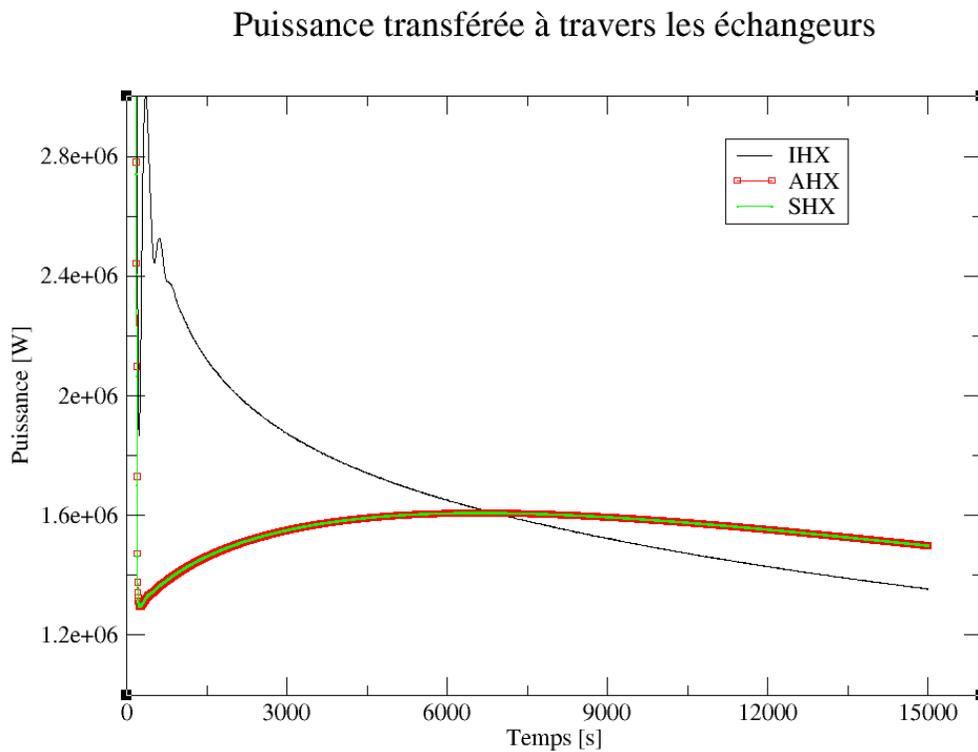


Figure 15: Puissance transférée à travers les échangeurs. La configuration considérée est en sel fluorure avec la géométrie toroïdale. Les D_h dans les tuyaux sont de 0.5-1.5-1.5 m et les hauteurs sont de 7-5-15 m.

La figure 15 montre le décalage de puissance transférée entre l’IHX et les deux autres échangeurs. Cela traduit une montée en température de la boucle intermédiaire et une saturation de l’échange à travers les deux boucles en air. Les températures observées dépendent donc fortement de l’inertie de la boucle intermédiaire. Le calcul doit alors être réalisé en fonction du temps et ne peut pas être réalisé avec une configuration à l’équilibre équivalente.

9.6 Convection forcée dans la boucle bâtiment réacteur

Dans cette partie, on suppose que l’on dispose d’une pompe de 50 kW qui fait circuler l’air dans la boucle bâtiment réacteur après l’arrêt des pompes des boucles intermédiaire et combustible.

La configuration utilisée ici utilise la géométrie SONGe en sel chlorure. Les hauteurs des colonnes sont 7-10-15 m et les diamètres hydrauliques sont de 0.5-1.5-1.5 m. Les échangeurs sont les mêmes que dans le tableau 9. Les températures dans la boucle combustibile sont présentées sur la figure 16 :

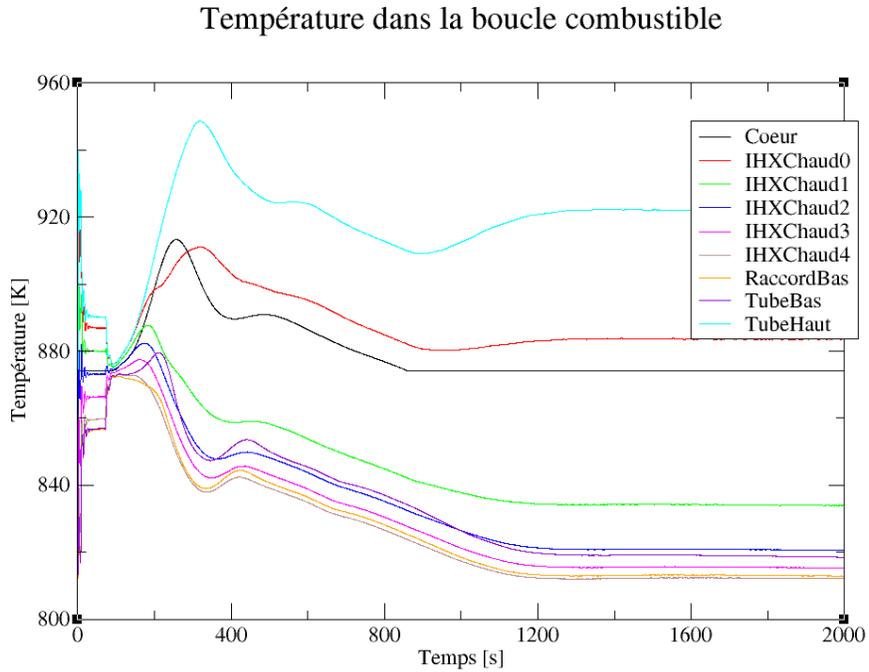


Figure 16: Températures dans la boucle combustibile lorsqu’une pompe de 50 kW reste active sur la boucle bâtiment réacteur

Sans la pompe, la température maximale de cette configuration était de 1091 K (cf tableau 10). Dans ce cas, la température maximale atteinte est de 950 K, ce qui représente un gain important sur la température maximale atteinte dans la boucle. De plus, le transitoire passe d’une durée supérieure à 15000 secondes à un transitoire de 1300 secondes. Il serait intéressant de réaliser le test avec des pompes de puissances inférieures pour voir à partir de quand le gain devient significatif car il est plus facile de justifier d’un point de vue sûreté l’utilisation pendant un temps long d’une pompe de faible puissance plutôt que l’utilisation d’une pompe de forte puissance sur une faible durée.

10 Conclusion

Le MSFR est un concept de réacteur à sels fondus prometteur mais qui est au stade d'études préconceptuelles sur de nombreux aspects. Dans ce stage, il a été supposé que les pompes des boucles combustible et intermédiaire tombaient en panne. Le but était alors de trouver des configurations permettant d'extraire la puissance résiduelle à travers quatre boucles de refroidissement par convection naturelle. Au cours de ce transitoire, la température maximale du système ne doit pas dépasser 1100 K pour garantir l'intégrité de l'hastelloy, matériau de structure qui entoure la boucle combustible.

J'ai eu l'occasion de réaliser des tests sur des configurations à deux et quatre boucles qui satisfont ces conditions et les simulations montrent qu'il est possible de maintenir le sel dans le cœur en cas de perte des pompes, à condition d'avoir des boucles de dimensions suffisantes. L'extraction de chaleur est limitée par les deux boucles en air (bâtiment réacteur et extérieure), ce sont donc elles qui doivent être les plus grandes. Il est possible de jouer sur plusieurs paramètres pour réduire la température maximale atteinte, tels que les diamètres hydrauliques dans les boucles, la surface d'échange dans les échangeurs et la hauteur des boucles. Chacuns de ces tests ont été réalisés indépendamment, ce qui permet d'imaginer une configuration d'autant plus efficace que l'on combine les paramètres favorisant l'extraction de chaleur.

Dans tous les cas, les configurations testées qui permettent d'atteindre les objectifs fixés nécessitent d'augmenter les diamètres hydrauliques des tuyaux à 0.5-1.5-1.5 m ou d'augmenter la surface d'échange à 700-700 m² ou 480-700 m². Les hauteurs des boucles nécessaires sont alors de l'ordre de 5-10-10 m pour la géométrie toroïdale en sel fluorure, 8-13-16 m pour la géométrie SONGe en sel fluorure et 7-10-10 m pour la géométrie SONGe en sel chlorure.

Ce stage aurait pu être prolongé en testant la capacité d'extraction si des pompes étaient ajoutées sur les boucles bâtiment réacteur et extérieures, ce qui permettrait de réduire le temps du transitoire et la température maximale atteinte. Finalement la méthode du NUT (Nombre d'Unités de Transfert) n'a pas été appliquée aux échangeurs, ce qui veut dire que les surfaces d'échanges utilisées sont les valeurs efficaces et que les échangeurs pourraient être encore plus gros que ce qui est annoncé dans ce rapport.

A Obtention des équations de la thermohydraulique utilisées [3]

Le théorème de transport de Reynolds : Soit \square une grandeur d'intérêt. Pour mesurer l'évolution temporelle de \square , on peut soit regarder l'évolution d'une particule fluide que l'on suit au cours du temps, soit regarder l'évolution de \square dans un volume. Dans ce cas on peut dire que l'évolution de la particule fluide suivie est égale à l'évolution des particules fluides dans le volume à laquelle on ajoute l'influence des particules qui rentrent dans le volume. La quantité entrante dans le volume étant $\square \nabla \cdot \mathbf{v}$

$$\frac{d\square}{dt}|_{particule} = \frac{d\square}{dt}|_{vol} + \square \nabla \cdot \mathbf{v} = \frac{d\square}{dt} + \square \nabla \cdot \mathbf{v} \quad (18)$$

On peut ensuite passer d'une dérivée totale à une dérivée partielle : $\frac{d\square}{dt} = \frac{\partial \square}{\partial t} + \nabla(\square) \cdot \mathbf{v}$. on peut aussi remarquer que $\square \nabla \cdot \mathbf{v} + \nabla(\square) \cdot \mathbf{v} = \nabla \cdot (\square \mathbf{v})$. On en déduit donc :

$$\frac{d\square}{dt}|_{particule} = \frac{\partial \square}{\partial t} + \nabla \cdot (\square \mathbf{v}) \quad (19)$$

On obtient :

- pour la masse (bilan volumique) : $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = \frac{d\rho}{dt}|_{particule} = 0$
- Pour la quantité de mouvement (on compte les forces surfaciques de pression et visqueuses dans $\underline{\underline{\sigma}}$ et les forces de volume dans \mathbf{f}_{ext}) :

$$\frac{d\rho \mathbf{v}}{dt}|_{particule} = \sum \mathbf{f}_{ext} \quad (20)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = \nabla \cdot \underline{\underline{\sigma}} + \mathbf{f}_{ext} \quad (21)$$

- Pour l'équation de l'énergie (on pose $E = \rho(e + \frac{v^2}{2})$) :

$$\frac{dE}{dt}|_{particule} = W + Q \quad (22)$$

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \nabla \cdot [\mathbf{v}E] = \rho \mathbf{f}_{ext} \cdot \mathbf{v} + \nabla \cdot (\underline{\underline{\sigma}} \mathbf{v}) - \nabla \cdot \mathbf{q} \quad (23)$$

$\nabla \cdot \underline{\underline{\sigma}} \mathbf{v}$ est un vecteur dont la compsoante i est une puissance volumique appliquée sur la surface d'un cube de normale \vec{i}

Dans le cas des MSFR on peut supposer le fluide incompressible et dilatable car le sel se dilate beaucoup avec la température. On se propose d'utiliser l'approximation de Boussinesq qui revient à considérer le sel comme incompressible et non dilatable et à réduire le poids de la particule fluide. On pose $\beta_{bous} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \rho}{\partial T}$ que l'on considère comme constant. Le poids diminué donne la force de flottabilité motrice de la convection naturelle : $f_{flot} = \vec{g} \frac{\rho_0 + \delta \rho}{\rho_0} \approx -\vec{g}(1 - \beta_{bous}(T - T_0))$

On peut ensuite simplifier l'expression de la divergence du tenseur des contriantes. Il se décompose en deux partie : la pression (istrope) et le tenseur des contraintes visqueuses : $\underline{\underline{\sigma}} = -p\underline{\underline{I}} + \underline{\underline{\tau}}$. On va supposer que le sel est un fluide newtonien incompressible, c'est à dire que $\underline{\underline{\tau}} = 2\mu \underline{\underline{s}}$, où $\underline{\underline{s}}$ est le tenseur des taux de déformation (qui est aussi la partie symétrique de $\nabla(\mathbf{v})$). En considérant la viscosité μ comme constante, on a donc : $\nabla \cdot \underline{\underline{\sigma}} = -\nabla \cdot p\underline{\underline{I}} + \mu \nabla \cdot (\nabla(\mathbf{v}) + \nabla(\mathbf{v})^t)$. On peut montrer que $\nabla \cdot \nabla(\mathbf{v})^t = 0$ et donc $\nabla \cdot \underline{\underline{\sigma}} = -\nabla(p) + \Delta(\mathbf{v})$. On peut aussi montrer que $\nabla \cdot (\mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = \mathbf{v}(\nabla \cdot \mathbf{v}) + (\nabla(\mathbf{v})) \cdot \mathbf{v}$, qui va se simplifier avec l'hypothèse d'incompressibilité.

On peut aussi simplifier le bilan d'énergie en lui soustrayant le bilan de quantité de mouvement multiplié par \mathbf{v} : on obtient alors :

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e \mathbf{v}) = -\nabla \cdot (p \mathbf{v}) + \nabla \cdot (v \underline{\underline{\tau}}) - \nabla \cdot \mathbf{q} + \nabla(p) \cdot v + \nabla(\underline{\underline{\tau}}) \cdot \mathbf{v}$$

On remarque que $-\nabla \cdot (p\mathbf{v}) + \nabla(p) \cdot \mathbf{v} = -p\nabla \cdot \mathbf{v}$. On peut aussi montrer que $\nabla \cdot (\underline{\tau} \cdot \mathbf{v}) - (\nabla \cdot \underline{\tau}) \cdot \mathbf{v} = \sum_{ij} \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = \underline{\tau} : \nabla(\mathbf{v})$, où $:$ est le produit doublement contracté. D'après [13], on peut négliger les termes $\underline{\tau} : \nabla(\mathbf{v})$. En effet la dissipation par frottement visqueux est largement inférieure aux autres termes comme la convection. On peut finalement utiliser la loi de Fourier et supposer la conductivité thermique constante pour écrire $\nabla \cdot \mathbf{q} = k_{th} \nabla \cdot (\nabla(T)) = k_{th} \Delta(T)$.

En simplifiant tout grâce à l'hypothèse d'incompressibilité, on obtient :

$$\begin{cases} \nabla \cdot \mathbf{v} & = 0 \\ \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\nabla(\mathbf{v})) \cdot \mathbf{v} & = -\frac{1}{\rho_0} \nabla(p) + \nu \Delta(\mathbf{v}) + \mathbf{f}_{ext} \\ \frac{\partial e}{\partial t} + (\nabla(e)) \cdot \mathbf{v} & = \frac{k_{th}}{\rho_0} \Delta(T) \end{cases} \quad (24)$$

B Fonctionnement détaillé du code SNCF

B.1 Utilisation du code

B.1.1 configuration à 2 boucles avec circuit intermédiaire ouvert

Cette partie a pour but de permettre l'utiliser le code sans forcément comprendre en profondeur son principe de fonctionnement. L'utilisation des fichiers de configuration est présentée à travers le cas d'école qui consiste à passer d'une configuration à deux boucles fermées à une configuration à deux boucles, avec la boucle intermédiaire ouverte. Les étapes à respecter sont les suivantes :

1. Remarque : ne pas oublier de faire des copies des fichiers originaux et de changer le SNCF.java pour avoir le bon fichier courant.
2. Changement du fichier de configuration pour enlever les boucles "BoucleBatimentReacteur" et "BoucleExterieur". Pour cela il est possible d'ignorer des lignes dans les fichiers txt de configuration en mettant des # devant les lignes en question. Attention : les fichiers de résultats sont créés automatiquement mais pas le dossier qui les contient ! Il faut donc penser à créer le dossier (exemple : "ConvNat2Boucles") et à reporter son nom dans le fichier de configuration.
3. Dans le fichier BoucleIntermédiaire il faut retirer la déclaration du SHX sinon le programme rendra une erreur disant que l'autre côté du SHX n'est pas définie. Attention, il faut quand même que les dimensions des tuyaux restent cohérentes et donc changer la hauteur de la colonne froide. Il faut ensuite ouvrir la colonne froide en changeant son type de PipeElementDeCircuit à PipeElementOuvert et rajouter les champs pour la colonne froide ouverte : "temperatureExterieur" et "pressionExterieur". Remarque : il est possible de s'inspirer du fichier de la boucle extérieure.
4. Dans le fichier "InterfacesHX.txt", penser à commenter les échangeurs inutilisés. Dans le cas contraire le programme renverra une erreur indiquant qu'il n'a pas pu attribuer les échangeurs inutilisés.
5. Remarque : Utiliser l'option "ConvNat.ecrireALEcran true" dans le fichier "Configuration.txt" est pratique pour savoir d'où vient l'erreur. Une erreur liée à la méthode "ecrireln" (qui vient de "écrire dans le fichier .log") indique que le programme n'a probablement pas pu écrire dans le fichier .log, probablement parce qu'il n'existe pas car le dossier dans lequel il doit être créé n'existe pas (cf points précédents)
6. Une fois le programme exécuté, les fichiers .dat sont dans le dossier créé manuellement précédemment. Il est possible de les afficher depuis le terminal avec la commande "xmgrace [nomDesFichiersAPlot]".
7. Remarque : faire attention à la déclaration de la température dans la boucle qui peut être inférieure à la température d'entrée dans le pipe ouvert. Il faut aussi vérifier que les températures permettent au sel d'être liquide : si elle est trop basse, le code renvoie des résultats incohérents. Si elle est un peu trop basse, on peut voir des effets de seuils, car le code va transformer la température imposée en la température de fusion du sel.

B.1.2 configuration à 2 boucles avec circuit intermédiaire fermé

1. Remarque : ne pas oublier de faire des copies des fichiers originaux et de changer le `SNCF.java` pour avoir le bon fichier courant.
2. Changement du fichier de configuration pour enlever les boucles "BoucleBatimentReacteur" et "BoucleExterieur". Pour cela il est possible d'ignorer des lignes dans les fichiers txt de configuration en mettant des # devant les lignes en question. Attention : les fichiers de résultats sont créés automatiquement mais pas le dossier qui les contient ! Il faut donc penser à créer le dossier (exemple : "ConvNat2Boucles") et à reporter son nom dans le fichier de configuration.
3. Dans ce cas le SHX doit être déclaré dans le fichier InterfacesHX.txt et dans la boucle Intermédiaire (il doit y avoir le bloc "ConvNat.Intermediaire.PipeElementHX SHXChaud"). Dans InterfacesHX.txt, supprimer la déclaration du SHX froid et rajouter la ligne "ConvNat.SHX.temperatureCoteFroid 700" pour fixer la température extérieure à 700 K.
4. Remarque : si la température extérieure imposée est trop basse, il est possible que le volume libre se vide par diminution globale de la température dans le circuit intermédiaire. Dans ce cas le code va vouloir réduire la masse extraite du volume libre en réduisant le pas de temps. Si le volume libre se vide complètement, l'erreur déclenchée est une erreur de pas de temps "trop petit" lié au volume libre. Cela peut être observé en visualisant les masses dans chaque partie du circuit intermédiaire au cours du temps.

B.2 Implémentation de l'algorithme

Chaque train est composé de wagons eux même composés de colis qui représentent une particule fluide.

En lançant `SNCF.java`, la fonction "main" est appelée. Celle-ci commence par faire appel à la classe constructeur. Cette étape permet de lire les fichiers de configuration et tous les attributs correspondants. Les traceurs servent à savoir où créer les fichiers résultats et comment les remplir.

On applique ensuite la méthode "executer". L'initialisation est un processus long car il faut lire les fichiers de configuration, créer les objets et les sous objets associés, puis les lier entre eux. L'utilisation de la classe "Objet" (défini dans la classe `Constructeur.java`) peut paraître étrange à première vue mais devient intéressante quand il faut initialiser les boucles car on peut dire que le système entier est un objet et qu'il a des sous-objets : les boucles. Une boucle est aussi un objet avec des sous objets : les pipes, qui ont eux même des sous objets : les caractéristiques physiques.

Initialisation : Les méthodes "initialiser" qui s'appliquent en cascade permettent de définir l'ordre des pipes, et leur attribuer leurs caractéristiques physiques. Les méthodes "lier" affectent le pipe suivant et le pipe précédent pour tous les pipes de la boucle en question et "ferme la boucle" en attribuant le dernier pipe de la boucle en tant que pipe précédent du premier pipe de la boucle. Vient ensuite "fixerGeometrie" qui est aussi appelé en cascade. Ces méthodes attribuent leurs caractéristiques aux pipes telles que la longueur, la section, le volume, les coefficients de perte de charge et la vitesse dans le pipe. La fonction "initialisationTrains" est ensuite appelée en cascade. Elle fixe le nombre de trains par pipe dans chaque élément de circuit et leurs caractéristiques physiques telles que la masse ($m = \rho V$), la chaleur ($Q = mQ_{massique}$) et la chaleur massique de criticité (à condition qu'une température de criticité soit définie positive). Cette fonction crée aussi une instance de `PoolDeTrains` et de `Transfert` avec la masse de l'élément de circuit et sa chaleur. La méthode "accepterTete" de la classe `PoolDeTrain` est ensuite appelée en cascade. Elle va remplir le premier wagon avec le transfert s'il n'est pas plein. Sinon elle en rajoute un pour et le remplit. Même logique pour les colis utilisés pour remplir les wagons.

La méthode "fixerVitesseMoyenne" est appelée dans "initialiser" de la boucle. Cette méthode fait la somme des impulsions et des masses sur l'ensemble des éléments de la boucle. La vitesse moyenne est finalement donnée par $\bar{v} = \left(\frac{p}{m}\right)_{boucle}$. L'initialisation des boucles se termine par l'obtention du temps de mise à l'équilibre, la construction des traceurs et l'affichage de bon fonctionnement dans le fichier .log

Calcul des pressions La pression est calculée dans la fonction "equilibrer" de `boucle.java`. La pression est la différence $g\rho_{froid} - g\rho_{chaud}$ diminuée des pertes de charge et augmentée de la contribution des pompes (les pertes de charge s'opposent à la pression motrice quel que soit son signe). Dans les pertes de charge sont comptées les pertes singulières et régulières.

Les pertes régulières s'écrivent :

$$\Delta P_{reg} = \frac{f_{Da}}{2} \rho v^2 \frac{L_{pipe}}{D_h}$$

où f_{Da} est le nombre de Darcy, fonction du nombre de Reynolds, avec

$$f_{Da_{turbulent}} = \frac{1}{(-1.8 \log(\frac{6.9}{Re} + C_{f_{Da}}))^2}$$

$$C_{f_{Da}} = \left(\frac{\epsilon}{3,7D_h}\right)^{1,11}$$

$$f_{Da_{laminaire}} = \frac{64}{Re}$$

Si l'écoulement est au dessus de la valeur limite fixée pour le Reynolds, c'est le Darcy turbulent qui est utilisé, si le Reynolds est inférieur à la valeur fixée dans [Configuration.txt](#), c'est le Reynolds laminaire qui est utilisé. Si le Reynolds est entre les deux limites, on fait une interpolation linéaire entre les deux nombres de Darcy limites.

Les pertes singulières s'écrivent $\Delta P_{sing} = (0,15n_{coude})\frac{1}{2}\rho v^2$.

Calcul de la vitesse La vitesse est gérée (au moins en partie) dans la fonction ["equilibrer"](#) de [boucle.java](#). Après le calcul de la différence de pression totale dans le circuit (PMCN, perte de charge et pompe), la vitesse est calculée avec les équations suivantes :

$$a = \frac{\Delta PS}{m_{circ}}$$

$$\bar{v}_{n+1} = \bar{v}_n + a dt_n$$

$$t_{circ} = \frac{l_{boucle}}{\bar{v}_{n+1}}$$

$$\dot{m} = \frac{m_{circ}}{t_{circ}}$$

avec a l'accélération du fluide, ΔP la différence totale de pression dans la boucle, \bar{v}_n la vitesse moyenne dans la boucle au n-ième pas de temps, dt_n le n-ième pas de temps, l_{boucle} la longueur totale de la boucle, m_{circ} la masse totale dans la boucle sans compter le volume libre. L'équation sur la vitesse donne un schéma numérique d'ordre 1 en temps.

Avant d'avancer dans le temps, le code fait ensuite quelques affichages et démarre les boucles ([boucle.start](#)). Cette méthode est liée au fait que le code est parallélisé, ce qui veut dire que les boucles et les échangeurs peuvent être gérés par plusieurs processeurs en même temps pour réduire le temps de calcul. Cependant, ces notions ne seront pas davantage développées ici.

La méthode [synchro](#) est ensuite appelée dans la méthode [main](#). [synchro](#) met à jour la puissance des pompes et la "puissance massique" qui correspond à la "puissance massique initiale" multipliée par la fraction de puissance résiduelle.

Calcul des échanges de chaleur Les échanges de chaleurs sont gérés par la classe [InterfaceHX.java](#). Le modèle utilisé est un modèle 1D de la forme $\phi = R\Delta T$. La différence de température est la différence de température moyenne entre le côté chaud et froid de l'interface. Il y a autant d'interfaces de d'éléments dans l'échangeur, les nombres adimensionnels et les coefficients d'échange étant calculés pour chaque interface.

Gestion du pas de temps Le pas de temps est commun à tout le circuit. Il est géré par la fonction [determinerPasDeTemps](#) de la classe [SNCF](#). Pour chaque boucle on détermine la fraction massique maximale qui peut être échangée d'un tuyau à l'autre et on retient la valeur maximale. On vient ensuite comparer cette valeur aux bornes fixées par l'utilisateur ([FractionMasseMaxMax](#) et [FractionMasseMaxMin](#)). Le programme vise ensuite à adapter le pas de temps pour que la fraction massique échangée corresponde à la valeur maximale définie précédemment. Si le pas de temps devait dépasser la valeur maximale indiquée par l'utilisateur, c'est cette valeur qui est utilisée et si le pas de temps devait devenir inférieur à la limite fixée dans le fichier de configuration, le programme s'arrête.

D Résumé

Le MSFR (Molten Salt Fast Reactor) est un concept de réacteur à sels fondus prometteur qui est au stade d'études préconceptuelles sur de nombreux aspects. En cas d'accident, une vidange d'urgence est possible mais pose plusieurs problèmes. Pour éviter d'y avoir recours, on souhaite pouvoir garder le sel en cœur si la situation le permet. Dans ce stage, il a été supposé que les pompes des boucles contenant le sel combustible et celle contenant le sel intermédiaire tombaient en panne. On souhaite alors extraire la puissance résiduelle par convection naturelle dans des boucles de refroidissement utilisées comme thermosiphon. Des tests sur l'influence de différents paramètres ont alors été réalisés pour identifier comment réduire au maximum la hauteur totale des boucles. Ces tests ont été réalisés avec le code SNCF. Trois configurations ont été modélisées : deux avec des géométries simplifiées fournies par le code SONGe (sel Fluorure et Chlorure) et une avec la géométrie issue du projet européen EVOL en sel fluorure. La géométrie EVOL est la plus facile à refroidir grâce à ses faibles pertes de charge, suivie de la configuration SONGe en sel chlorure grâce à sa plus faible température de fonctionnement. Au final, le moyen le plus simple et efficace de diminuer la température maximale atteinte tout en réduisant la hauteur totale du système est d'augmenter le diamètre hydraulique dans les deux dernières boucles de refroidissement, et d'augmenter la surface d'échange dans les échangeurs de chaleur.

E Abstract

The MSFR (Molten Salt Fast Reactor) is a promising molten salt reactor concept which is at the pre-conceptual study stage in many aspects. In case of an accident, emergency draining system can be executed but its use poses several problems. In order to avoid it, we want to be able to keep the salt in the core if the situation allows it. During this internship, it was assumed that the pumps of the loops containing the fuel and the one containing the intermediate salt stopped working. It is then desired to extract the decay heat by natural convection in cooling loops. Tests on the influence of different parameters were then carried out to identify how to reduce the total height of the loops as much as possible. These tests were performed with the SNCF code. Three configurations were modeled: two with a simplified geometry provided by the SONGe code (Fluoride and Chloride salt) and one with the geometry from the European EVOL project in fluoride salt. The EVOL geometry is the easiest to cool thanks to its low pressure drops, followed by the SONGE configuration in chloride salt thanks to its lower operating temperature. In the end, the simplest and most effective way to reduce the maximum temperature reached while decreasing the total height of the system is to increase the hydraulic diameter in the last two cooling loops, and to increase the exchange surface in the heat exchangers.

"Le système est alambiqué mais, finalement, le seul but est de faire circuler les trains sans embouteillage et sans qu'ils n'arrivent en retard." - Daniel Heuer, développeur du code SNCF.

References

- [1] Site du lpsc. <https://lpsc.in2p3.fr/index.php/fr/le-lpsc/presentation-generale-du-lpsc>. Consulté le 26/09/2022.
- [2] Hugo Pitois. Convection naturelle dans le msfr. Master's thesis, Phelma, LPSC, 2020.
- [3] Axel Laureau. *Développement de modèles neutroniques pour le couplage thermohydraulique du MSFR et le calcul de paramètres cinétiques effectifs*. PhD thesis, Université Grenoble Alpes, 2015.
- [4] Elsa Merle-Lucotte. Le cycle thorium en réacteurs à sels fondus peut-il être une solution au problème énergétique du xxième siècle? le concept de tmsr-nm. 2008.
- [5] John E Kelly. Generation iv international forum: A decade of progress through international cooperation. *Progress in Nuclear Energy*, 77:240–246, 2014.
- [6] Delphine Gerardin. *Développement de méthodes et d'outils numériques pour l'étude de la sûreté du réacteur à sels fondus MSFR*. PhD thesis, Université Grenoble Alpes, 2018.
- [7] Daniel Heuer. Optimisation thermique d'un msfr. novembre 2020.
- [8] Andra. Les essentiels : Inventaire national des matières et déchets radioactifs, février 2021.
- [9] H Rouch, O Geoffroy, P Rubiolo, A Laureau, M Brovchenko, D Heuer, and E Merle-Lucotte. Preliminary thermal-hydraulic core design of the molten salt fast reactor (msfr). *Annals of Nuclear Energy*, 64:449–456, 2014.
- [10] Pont a mousson. *Formulaire*, lavoisier edition, octobre 1989.
- [11] GRETh. *Perte de pression et transfert de chaleur dans les échangeurs à plaques en simple phase*, Juin 1999.
- [12] Mariya Brovchenko. *Études préliminaires de sûreté du réacteur à sels fondus MSFR*. PhD thesis, Université de Grenoble, 2013.
- [13] Frank M White. Fluid mechanics, mcgraw-hill. *New York*, 1994.