



HAL
open science

Thermohydraulique des champs magnétiques intenses : des microns jusqu'à l'échelle des communautés urbaines

Sacha Hodencq, Francois Debray, Christophe Trophime, Benjamin Vincent,
Benoit Stutz, Benoit Delinchant, Frédéric Wurtz, Camille Pajot, Lou Morriet,
Fabrice Bentivoglio, et al.

► **To cite this version:**

Sacha Hodencq, Francois Debray, Christophe Trophime, Benjamin Vincent, Benoit Stutz, et al.. Thermohydraulique des champs magnétiques intenses : des microns jusqu'à l'échelle des communautés urbaines. 24ème Congrès Français de la Mécanique, Aug 2019, Brest, France. hal-02485061

HAL Id: hal-02485061

<https://hal.science/hal-02485061v1>

Submitted on 19 Feb 2020

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Thermohydraulics of High Field Magnets: from microns to urban community scale

Sacha Hodencq^{1,3,4}, François Debray¹, Christophe Trophime¹, Benjamin Vincent¹, Benoit Stutz², Benoit Delinchant³, Frédéric Wurtz³, Camille Pajot³, Lou Morriet³, Fabrice Bentivoglio⁴, Raphaël Couturier⁴, Nicolas Giraud⁵, Vivien Aromatario⁵

¹Laboratoire National des Champs Magnétiques Intenses

Univ. Grenoble Alpes, INSA Toulouse, Univ. Toulouse Paul Sabatier, EMFL, CNRS, LNCMI, France

²Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement

Université Savoie Mont Blanc, CNRS, LOCIE, France

³Laboratoire de Génie Electrique de Grenoble

Univ. Grenoble Alpes, CNRS, G2ELab, Grenoble, France

⁴Laboratoire d'Innovation pour les Technologies des Energies Nouvelles et les nanomatériaux

Univ. Grenoble Alpes, CEA, LITEN, DTBH, LST, Commissariat à l'Energie Atomique et aux

Energies Alternatives, Grenoble, France.

⁵Compagnie de Chauffage Intercommunale de l'Agglomération Grenobloise (CCIAG) France

Résumé :

Pour atteindre des champs magnétiques plus intenses que ceux produits commercialement avec des aimants supraconducteurs, des bobines de champs à base d'alliage de cuivre sont développées dans quelques installations de champs magnétiques intenses. A Grenoble, une installation d'une puissance électrique de 24 MW permet de produire des champs continus jusqu'à 37 T dans un diamètre de 34 mm. Une augmentation de puissance à 30 MW est prévue pour être opérationnelle en 2022. Un aimant pour champs magnétiques intenses est un archétype d'échangeur compact aux caractéristiques extrêmes. Des flux de chaleur atteignant 10 MW.m^{-2} sont traités par un refroidissement par eau monophasique avec des vitesses de passages atteignant 30 m.s^{-1} . Les canaux de refroidissement sont caractérisés par des diamètres hydrauliques de 200 à 1800 μm et des longueurs de 30 mm à 430 mm. Une perte de pression de 20 bars se développe entre l'entrée et la sortie de l'aimant pour champs intenses, le coefficient de transfert à la paroi des bobines atteint $h=10^5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

En 2018, 15 GWh d'énergie électrique ont été injectés dans les aimants pour champs intenses de Grenoble. Cette énergie est intégralement transformée en chaleur fatale rejetée dans la rivière voisine.

Un des projets du laboratoire est d'injecter une partie de ces calories dans le réseau de chaleur de l'agglomération grenobloise. La température de sortie de l'aimant est aujourd'hui au maximum de 40°C, température au-dessous de celle requise par le réseau de chaleur. L'utilisation d'une pompe à chaleur pour relever la température est donc nécessaire. Pour améliorer le modèle économique et les performances environnementales du projet, une solution est d'augmenter la température de sortie de l'aimant pour minimiser les coûts électriques associés aux pompes à chaleur. Pour cela nous devons diminuer le débit d'alimentation de l'aimant qui est actuellement 300 l.s^{-1} pour 24 MW et augmenter

le coefficient de transfert h ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) dans les micro-canaux des aimants pour éviter une surchauffe de l'aimant. Les caractéristiques de ces machines ainsi que les questions ouvertes en thermo-hydrodynamique dans le cadre de ce projet de valorisation de chaleur fatale sont présentées.

Ce travail a bénéficié du soutien du CDP Eco-SESA recevant des financements de l'Agence Nationale de la Recherche, au titre du programme « Investissements d'avenir » portant la référence ANR-15-IDEX-02

Abstract:

To reach magnetic fields higher than the ones produced with commercial superconducting magnets, copper alloy coils are developed in high magnetic field facilities. These magnetic fields are made available in a few facilities worldwide. At the high field facility in Grenoble, a DC electrical power of 24 MW permits to reach a steady field of 37 T in a 34 mm diameter bore. An upgrade to 30 MW is foreseen to be operational in 2022.

A high field magnet can be considered as an archetype of a compact heat exchanger with extreme characteristics: heat fluxes up to 10 MW.m^{-2} are managed by monophasic water flows with velocities up to 30 m.s^{-1} in channels with hydraulic diameters ranging from 200 to 1800 μm . A pressure loss of 20 bars is developed along the associated hydraulic lengths. The resulting heat transfer coefficient at the copper alloy coil wall reaches $h=10^5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

In 2018, 15 GWh of electrical energy were injected in the high field magnets in Grenoble. Currently this energy is integrally transformed in waste heat rejected in the nearby river. One project of the laboratory is to inject part of these lost calories in the urban heating network of Grenoble. The outlet magnet temperature reaches today 40°C at its maximum and is lower than the temperature needed by the network: it will require the use of a heat pump. To enhance the economic model and environmental performances of the waste heat recovery system one solution is to increase the outlet magnet temperature to minimize the electricity costs of the heat pumps. For this purpose, we need to decrease the water flowrate through the magnet (300 l.s^{-1} today for 24 MW) and to increase h ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) in the magnet microchannels to avoid overheating of the coils.

The characteristics of these machines will be presented as well as the open thermo-hydrodynamics questions related to this project of waste heat recovery. This work has been partially supported by the CDP Eco-SESA receiving fund from the French National Research Agency in the framework of the "Investissements d'avenir" program (ANR-15-IDEX-02)

Mots clefs: transfert thermique, hydrodynamique, mini canaux , ébullition nucléée, transfert de chaleur intense, récupération de chaleur fatale, champs magnétiques intenses, réseau de chaleur urbain.

Keywords: Heat transfer, hydrodynamics, mini channels, nucleate boiling, high heat fluxes, waste heat recovery, high magnetic field, heat urban network.

1 Introduction

Le LNCMI-Grenoble met à disposition des chercheurs et ingénieurs du monde entier des champs magnétiques intenses. C'est une des installations électro-intensive du CNRS caractérisé par 15 GWh de consommation en 2018 pour 24 MW de puissance installée. Le champ magnétique produit par ces électroaimants ne travaillant pas, la totalité de l'énergie injectée dans les aimants est transformée en eau chaude rejetée à la rivière voisine. Un circuit hydraulique qui prend sa source froide dans une rivière voisine extrait les calories du circuit primaire des aimants via un échangeur puis rejette l'eau chaude dans une seconde rivière.

Concomitamment à une augmentation de la puissance installée (passage de 24 à 30 MW en 2022), un projet de valorisation de chaleur fatale dans la boucle du réseau de chaleur du quartier est à l'étude dont le but est de récupérer la chaleur perdue tout en minimisant l'impact sur le fonctionnement du LNCMI et en garantissant la stabilité du prix de la chaleur pour les usagers du réseau de chaleur.

La chaleur fatale basse température est un gisement énergétique important, notamment en France [1], sa récupération est donc un enjeu majeur dans le contexte global de la transition énergétique.

Dans cet article sont présentés :

- le procédé de refroidissement des aimants par convection forcée monophasique en mini-canaux,
- une discussion autour de la faisabilité d'une évolution vers un refroidissement par ébullition nucléée,
- les conséquences énergétiques, économiques et environnementales de ces différents modes de refroidissement à l'échelle de l'installation dans le cadre d'un projet de valorisation de chaleur fatale, avec une température d'injection $T_{\text{réseau}} = 85^{\circ}\text{C}$.

2 Transferts thermiques dans les aimants pour champs magnétiques intenses

2.1 Le refroidissement par régime monophasique

Le LNCMI utilise deux technologies pour la fabrication des bobines pour champs magnétiques intenses. Les bobines dites de « Bitter » et les bobines de type polyhélice. Nous nous focaliserons ici sur cette dernière technologie utilisée pour la partie interne des aimants pour champs magnétiques intenses la plus contrainte mécaniquement (forces de Laplace et forces liées à la dilatation) et thermiquement (effet Joule). Un insert polyhélice (Figure 1) placé au centre d'un ensemble de deux bobines «Bitter» permet d'obtenir en 2019 un champ magnétique total de 37 T à l'aide d'une puissance électrique de 24 MW.

Un insert polyhélice est constitué de 14 tubes d'alliages de cuivre découpés en hélice dans lesquels circule un courant électrique maximum de 31000 A. Les tubes découpés sont alimentés électriquement en série, étant reliés aux extrémités via des bagues en cuivre ajourées qui laissent passer le débit d'eau déminéralisée. Le refroidissement par convection forcée monophasique turbulente est réalisé dans les espaces annulaires (800 à 900 μm) entre les cylindres consécutifs. Dans le mode de fonctionnement correspondant à la puissance maximale, le nombre de Reynolds typique est : $\text{Re} \sim 5 \cdot 10^4$.

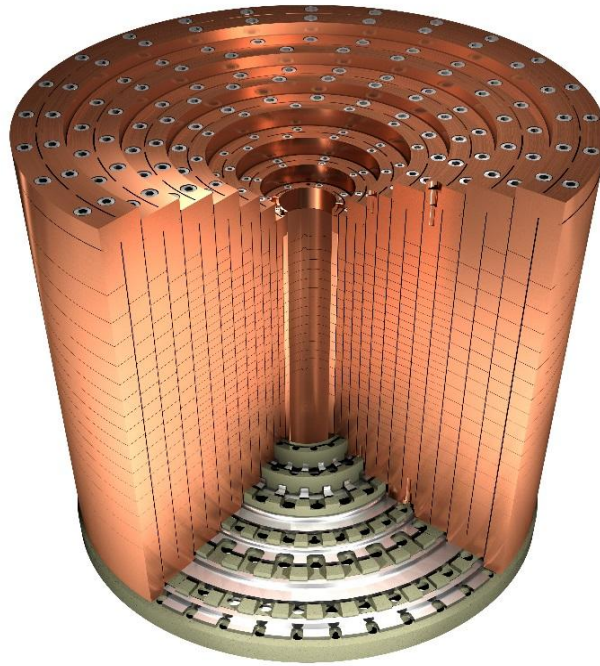


Figure 1 : Coupe de la partie centrale d'un aimant pour champs magnétiques intenses.

Les 14 tubes sont découpés en spirale puis les spires sont collées et le tube est usiné aux cotes finales avant assemblage. Le refroidissement se fait par convection forcée dans les canaux annulaires formés entre les tubes adjacents. L'espace annulaire est de 800 à 900 μm . La longueur hydraulique pour ce type d'aimant varie de 240 mm pour les canaux centraux à 430 mm pour les plus externe. Pour un insert de 12 MW le débit d'eau déminéralisée injecté par le bas est de 150l/s, conduisant à un échauffement de l'eau de 20°C au passage de l'aimant

Afin de maintenir les aimants à une température inférieure en tout point des spires à 200°C un coefficient de transfert élevé ($h \sim 85 \text{ kW.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$, $\text{Nu} \sim 250$) est maintenu à la paroi pour minimiser le gradient de température transverse dans la couche limite. En conséquence des vitesses supérieures à 20 m.s^{-1} sont mises en œuvre dans les canaux annulaires ce qui crée une perte de charge de l'ordre de 15 bars sur la longueur des canaux de 240 à 430 mm. Le circuit basse pression est quant à lui pressurisé à 4 bars pour inhiber les phénomènes de cavitation. L'eau circule de bas en haut. Pour une puissance injectée de 12 MW dans l'insert polyhélice un débit maximum d'eau déminéralisée de 150 l/s est établi. En conséquence $\Delta T_{\text{aimant}} = T_{\text{S aimant}} - T_{\text{E aimant}}$ est de l'ordre de 20°C.

Notons qu'au LNCMI ont été développés des hélices dites « à refroidissement radial », celui-ci étant obtenu par une circulation d'eau entre les spires. Cette technologie a été mise à profit pour la construction d'aimants nécessitant des géométries avec des accès transverses au centre magnétique de l'aimant [2]. Dans ce cas la longueur typique du canal n'est que de 30 mm pour un espacement de 150 à 200 μm . Ces mini-canaux étant courts la couche limite n'atteint pas son plein développement. Nous ne nous parlerons pas de ce type d'hélices et nous focaliserons sur les hélices à refroidissement longitudinale pour lesquels les zones d'entrées ne jouent pas un rôle dominant.

Il a été vérifié expérimentalement sur une boucle d'essai que les corrélations classiques de type Colburn (ou Dittus-Boelter) pouvaient être appliquées pour déterminer le Nu dans les mini-canaux des aimants [3]. Néanmoins cette boucle d'essai ne permettait pas d'atteindre les flux de chaleur rencontrés dans les aimants pour champs magnétiques intenses. Nous avons en complément mené des calculs numériques permettant de déterminer le coefficient de transfert h à la paroi à partir des mesures de tension aux bornes des hélices des aimants en fonctionnement et de la connaissance des propriétés thermiques des alliages de cuivre à l'argent utilisés. Nous comparons ainsi les mesures de tension électrique réalisées au niveau de chaque bague de connexion à des fins de surveillance de l'aimant avec les valeurs obtenues en ces mêmes points avec les simulations numériques. Ces mesures de tensions constituent les seules disponibles dans l'environnement contraint des aimants. Les résultats (Tableau I) confirment que les corrélations classiques précitées restent valables pour les conditions de

flux de chaleur qui induisent des gradients importants de température dans la couche limite ($\Delta T_{\text{paroi}} \sim 60^\circ\text{C}$ pour ces aimants pour champs intenses).

Tableau I : Comparaison des mesures de tension obtenues sur les 14 hélices d'un aimant pour un courant de 22148 A avec celles calculées par simulation numérique. La puissance dissipée dans l'aimant est de 5,7 MW. La distance inter hélices qui définit la largeur des canaux est de $900\mu\text{m}$. Les coefficients de transfert correspondant à cette expérience varient de $h = 4.10^5$ à $h = 6.10^5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ suivant les canaux et les corrélations considérées.

On considère les corrélations de Dittus-Boelter, Montgomery et Colburn pour estimer le coefficient de transfert h aux parois de chacune des hélices. La corrélation de Montgomery est classiquement utilisée pour les aimants résistifs pour champs intenses. Les 3 corrélations conduisent à des valeurs en accord avec les mesures. Pour U10 à U11 la précision est moindre, cela est sans doute lié, à une sous-estimation des débits dans les canaux de refroidissement de ces hélices. Par ailleurs la prise de tension U3 était désactivée durant les essais et la mesure de U4 correspondait à la somme des tensions U3 et U4.

Valeurs en Volts	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9	U10	U11	U12	U13	U14
Expérience	6,7	8,1	NA	22,6	13,20	16,0	17,7	20,3	22,9	25,1	27,1	28,6	26,1	24,2
Dittus Boelter	6,77	8,22	10,12	12,75	13,40	16,06	17,72	20,77	22,94	26,28	28,37	28,72	27,42	24,25
Montgomery	6,82	8,26	10,17	12,81	13,45	16,13	17,79	20,85	23,03	26,37	28,47	28,82	27,50	24,32
Colburn	7,16	8,63	10,56	13,28	13,87	16,60	18,29	21,40	23,60	27,01	29,11	29,4	27,96	24,62

2.2 Faisabilité d'un fonctionnement en régime d'ébullition nucléée

La Figure 2 présente le schéma de l'évolution des températures à la paroi d'un canal de refroidissement par convection forcée. L'ébullition convective est un mode de transfert de chaleur parmi les plus efficaces, sa mise en œuvre pour le refroidissement des aimants paraît prometteuse.

Pour autant, les flux de chaleur à évacuer (~ 5 à 10 MW.m^{-2}) couplés aux dimensions réduites des canaux (diamètre hydraulique de l'ordre du mm) ne permettent pas d'envisager la mise en place d'un refroidissement en ébullition saturée. En effet, le rapport de masse volumique de l'eau à l'état liquide et vapeur conduit à des accélérations considérables des écoulements dès l'apparition de la phase vapeur. La chute brutale de la pression induite par les pertes de charge et l'accélération du fluide provoque un emballement du changement de phase et un blocage des écoulements dangereux pour le refroidissement.

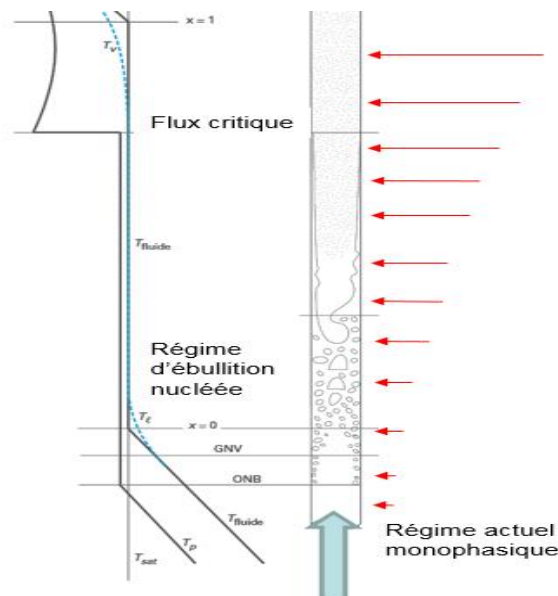


Figure 2 : Schéma de l'évolution des températures de la paroi et du fluide dans les régimes turbulents obtenus à flux de chaleur croissant à la paroi. Dans le cas des aimants à refroidissement longitudinal le canal est annulaire avec un espacement de paroi de 800 à $900 \mu\text{m}$ pour une longueur de canal variant entre 240 et 430 mm . Le régime actuel de refroidissement des aimants est monophasique, le régime d'ébullition nucléée sous refroidi est à l'étude.

La mise en œuvre d'un refroidissement par ébullition cisailée fortement sous-refroidi permettrait de s'éloigner du point de génération net de vapeur en limitant de manière drastique le titre de vapeur et la taille des structures de vapeur. Le collapse des microbulles glissant sur la paroi participent alors à l'intensification des transferts et à l'augmentation du flux critique.

Utilisée classiquement dans les centrales nucléaires pour des flux caractéristiques de $\sim 0,5 \text{ MW.m}^{-2}$, l'efficacité de l'ébullition nucléée en terme de transfert de chaleur et le calcul des pertes de charges associées par rapport au régime monophasique est connue pour des diamètres hydraulique D_h de quelques mm [4, 5]. A l'autre extrémité de l'échelle le développement des micro-échangeurs a permis d'utiliser ce régime pour le refroidissement des dispositifs électroniques avec des canaux micrométriques. Aux échelles qui nous intéressent ici ($D_h \sim 1 \text{ mm}$) et pour une longueur chauffée importante (au moins de 180 mm), une démarche expérimentale est pertinente pour prouver la stabilité d'un tel régime compte tenu de la difficulté à obtenir des modèles prédictifs pour ce type de régime hydrodynamique [6,7]. Le développement des instabilités d'écoulement est en effet un point clef de ce type de refroidissement notamment en raison de l'objectif du fonctionnement de 14 canaux en parallèle. Le contrôle d'une nucléation régulière sur la longueur chauffée du canal nécessite des études complémentaires, en particulier concernant la nucléation en paroi (influence du D_h , détermination de la fréquence d'émission des bulles et de leur durée de vie avant recondensation). Une solution intéressante est l'ancrage des sites de nucléation et le contrôle de leur densité surfacique, par l'utilisation d'un réseau de plots hydrophobes [8]. Pour les aimants polyhélice dans le cas du refroidissement monophasique on a $T_{\text{paroi}} - T_{\text{fluide}} \sim 60^\circ\text{C}$ pour un flux local de 5 MW.m^{-2} et un coefficient de transfert $h \sim 85 \text{ kW m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Afin d'augmenter $T_{\text{S aimant}}$ on peut diminuer les débits et s'appuyer sur l'augmentation du coefficient de transfert lié à l'apparition de l'ébullition aux parois pour éviter la surchauffe des aimants. Le tableau II résume les paramètres recherchés.

Tableau II : Paramètres physiques pour le régime monophasique actuel et le régime recherché dans un canal caractéristique du fonctionnement d'un aimant pour champs intenses.

	Régime monophasique (fonctionnement actuel)	Ebullition nucléée sous refroidie (fonctionnement envisagé)
$T_{\text{E aimant}}$	20°	
Flux moyen sur chacune des parois	5 MW.m ⁻²	
Puissance à évacuer	~300 kW	
$T_{\text{S aimant}}$	40°	85°
Débit	5 l/s	1,4 l/s
Vitesse	25	7,14 m.s ⁻¹
Longueur chauffée	180 mm	modifiable
Diamètre hydraulique D_h	1800 μm	modifiable

Le Tableau I montre que nous avons choisi de fixer la température de sortie en supposant un titre x quasi nul en sortie (recondensation totale avant la sortie de l'aimant). Dans le fonctionnement monophasique actuel T_{paroi} est de l'ordre de 100°C avec une pression dans le canal variant suivant les modes de refroidissement et la position du point considéré dans le canal de 5 bars ($T_{\text{sat}} = 152^\circ\text{C}$) à 20 bars ($T_{\text{sat}} = 212^\circ\text{C}$). Pour le régime d'ébullition nucléée on cherchera une pression de sortie P_s la plus basse possible pour travailler à une température de paroi proche de 100°C. La vitesse proposée dans la colonne 2 du tableau pour le régime d'ébullition nucléée correspond à une perte de charge monophasique de l'ordre de 1 bar compatible avec un $T_{\text{sat}} < 120^\circ\text{C}$.

L'inconnue reste la possibilité de maintenir une ébullition nucléée avec une part vapeur faible (quelques % au maximum) sur la longueur totale du canal de façon à garder une perte de charge proche de celle d'un écoulement monophasique. Une des règles de dimensionnement est que nous cherchons une recondensation totale avant la sortie du canal de façon à contrôler la perte de charge. Sur les canaux actuels, au-delà de la zone chauffée le canal annulaire reste formé sur environ 30 mm, la vitesse de passage étant estimée à 7,14 m.s⁻¹, cela veut dire que le temps de recondensation de la bulle une fois détachée de son site de nucléation doit être inférieur à 4 ms (hypothèse d'un transport

sans glissement). Cet ordre de grandeur met en évidence la nécessité du contrôle de la taille des bulles qui pourrait être obtenu en agissant sur la nature des sites de nucléations.

3 Procédé de valorisation de la chaleur fatale

3.1. Descriptions du système de valorisation

Le schéma de principe du système de valorisation de chaleur fatale est présenté sur la Figure 3.

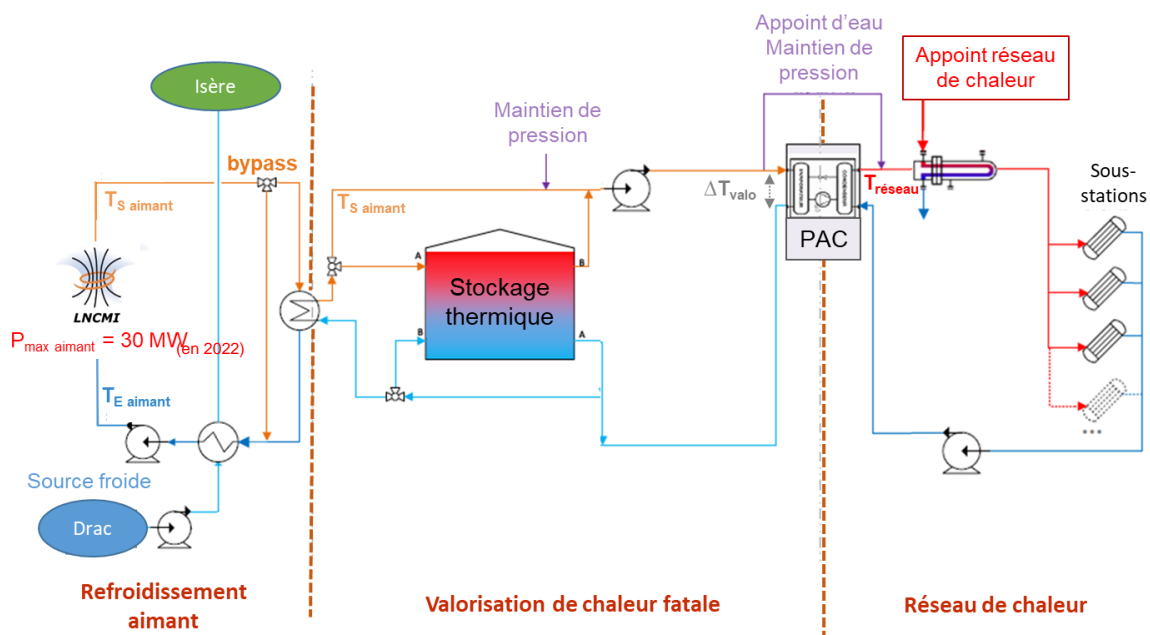


Figure 3 : Schéma de principe du système de valorisation de chaleur fatale du LNCMI avec stockage thermocline et pompe à chaleur pour l'injection sur la boucle quartier du réseau de chaleur.

Le système de valorisation intègre :

- La boucle de refroidissement de l'aimant constituée d'une boucle d'eau déminéralisée comprenant les aimants ainsi que l'échangeur thermique pour le transfert des calories vers la rivière. Un second échangeur fait le lien avec la boucle de valorisation de chaleur fatale.
- La boucle de valorisation de chaleur fatale comprend un stockage de type thermocline qui pallie les différences de temporalités et d'amplitudes entre la production et la consommation de chaleur et une pompe à chaleur. La différence de température ΔT_{valo} à l'évaporateur de la pompe à chaleur est la même que la ΔT entre les parties chaudes et froides du stockage.
- La boucle de réseau de chaleur quartier avec ses différentes sous-stations, alimentées par le condenseur de la pompe à chaleur et par un appoint du circuit primaire du réseau de chaleur.

Le pilotage de $T_{S \text{ aimant}}$ nécessaire pour le bon fonctionnement du stockage par thermocline et des pompes à chaleur peut se faire via le débit dans la boucle ouverte secondaire pour agir sur $T_{E \text{ aimant}}$ ou via le débit dans la boucle primaire de l'électroaimant. En combinant ces deux modes, deux valeurs de $T_{S \text{ aimant}}$ en refroidissement monophasique sont visées :

- 35°C ; située dans la gamme de températures du mode de fonctionnement actuel sans valorisation.
- 50°C ; température qui exige un sous refroidissement par rapport aux conditions actuelles en jouant sur le débit de la boucle primaire.

En refroidissement monophasique ($T_{S \text{ aimant}} < T_{\text{réseau}}$) une pompe à chaleur est utilisée pour élever $T_{S \text{ aimant}}$ jusqu'à $T_{\text{réseau}}$. La valorisation directe de la chaleur fatale sur le réseau exige quant à elle de

disposer de $T_{S \text{ aimant}}$ égale à $T_{\text{réseau}} = 85^\circ\text{C}$, ce qui nécessite la mise au point d'un régime d'ébullition nucléée.

3.2. Etudes et résultats

Différentes architectures ont été étudiées en suivant un pilotage logique du système de valorisation. Une stratégie d'opération par commande prédictive a été mise en place à système fixe via une modélisation sur une année de fonctionnement avec l'outil OMEGAlpes, un modèleur de problème d'optimisation linéaire (MILP¹) pour systèmes énergétiques développé en Open Source par le G2Elab [9, 10]. Un modèle du couplage entre le réseau de chaleur et le LNCMI a été réalisé et utilisé à des fins d'optimisation économique et écologique [11]. Ce modèle a été adapté à l'objectif de maximiser l'énergie valorisée en respectant les contraintes suivantes :

- Réglementation environnementale : température maximale de rejet à l'Isère $T_{\text{max Isère}} = 29^\circ\text{C}$,
- Profils de consommation de chaleur du quartier et de production de chaleur des aimants,
- Puissances minimales et maximales des composants énergétiques (stockage, PAC),
- Contraintes de fonctionnement du stockage thermocline,,
- Puissance seuil exploitable de valorisation $P_{\text{seuil}} = 8,5 \text{ MW}$.

Dans cette modélisation, les hypothèses simplificatrices suivantes ont été prises :

- Pincements en température aux échangeurs sont négligés,
- $T_{\text{réseau}} = 85^\circ\text{C}$ constante.
- Surconsommation électrique des aimants et sous-consommations des pompes liées au pilotage de $T_{S \text{ aimant}}$ non-considérées.

Pour le choix de la pompe à chaleur, un compromis est réalisé entre un COP élevée et ΔT_{valo} le plus grand possible. En effet, plus le COP augmente, plus la consommation électrique diminue. Le COP est détérioré lorsqu'on augmente ΔT_{valo} , mais le stockage thermique est alors compact et moins coûteux.

Un second compromis entre une valeur de $T_{S \text{ aimant}}$ proche du mode de refroidissement actuel, ou proche de $T_{\text{réseau}}$ doit être réalisé. En se rapprochant de la température réseau, on diminue l'énergie électrique nécessaire à l'élévation en température, en revanche, le mode de refroidissement des aimants est plus complexe et peut limiter la quantité d'énergie disponible.

Le dimensionnement technico-économique du système permet de valoriser une partie de la chaleur dissipée par les aimants pour les différents régimes hydrodynamiques à l'étude, à savoir :

- Monophasiques : $T_{S \text{ aimant}} = 35^\circ\text{C}$ ou 50°C . Stockage thermocline de 20MWh, temps de charge/décharge : 3h. COP : 3 pour $T_{S \text{ aimant}} = 35^\circ\text{C}$ et 4,29 pour $T_{S \text{ aimant}} = 50^\circ\text{C}$. $P_{\text{cond}} = 3780 \text{ kW}$.
- ébullition nucléée : $T_{S \text{ aimant}} = 85^\circ\text{C}$. La pompe à chaleur est alors inutile et remplacée par un échangeur thermique de puissance 10 MW.

La chaleur de l'aimant non-dissipée dans l'Isère, la consommation électrique de la pompe à chaleur (le cas échéant) ainsi que la chaleur injectée sur le réseau pour les différentes configurations sont présentées en valeurs annuelles dans le Tableau II.

Tableau II : tableau récapitulatif du bilan énergétique annuel de valorisation de chaleur fatale du LNCMI pour les différents modes de refroidissement des aimants

	Température en sortie d'aimant $T_{S \text{ aimant}}$ ($^\circ\text{C}$)	Chaleur non-dissipée dans l'Isère $E_{\text{non-dissip}}$ (GWh)	Consommation électrique PAC $E_{\text{élec}}$ (GWh)	Chaleur injectée sur le réseau E_{inject} (GWh)
Monophasique actuel	Variable : 10 à 40 $^\circ\text{C}$	0 sur 23	0	0

¹ Mixed Integer Linear Programming

Monophasique optimisé 1	Constante : 35°C	4,9 sur 23	2,5	7,4
Monophasique optimisé 2	Constante : 50°C	5,4 sur 23	1,6	7
Ébullition nucléée	Constante : 85°C	6,7 sur 23	0	6,7

3.3. Interprétation énergétique, économique et environnementale

On a pris comme hypothèse que 23 GWh de chaleur en sortie d'aimant seraient rejetés en 2022 avec une installation de 30 MW.

Dans les configurations comprenant une PAC (lignes 2 et 3), toute la chaleur non-dissipée dans la rivière passe dans la PAC et $E_{\text{inject}} = E_{\text{non-dissip}} + E_{\text{elec}}$. L'augmentation de $T_{S \text{ aimant}}$ permet d'améliorer le COP et donc de réduire la consommation électrique. Dans le mode de refroidissement en ébullition nucléée (ligne 4), $E_{\text{non-dissip}} = E_{\text{inject}}$.

Par ailleurs plus $T_{S \text{ aimant}}$ est élevée : moins on dissipe de chaleur dans l'Isère (colonne 2) et moins on consomme d'électricité (colonne 3). Contre intuitivement, la chaleur injectée sur le réseau décroît légèrement (colonne 4) du fait de la baisse puis de l'absence de consommation électrique et des contraintes d'amplitude et de temporalité de la chaleur issue de l'aimant.

D'un point de vue économique, valoriser la chaleur dans la configuration de refroidissement monophasique optimisé 1 entraîne différents coûts d'investissement, d'opération et de maintenance : pour les différents composants technologiques, l'adaptation des circuits thermo-hydrauliques, le foncier, le génie civil et les coûts liés à la consommation d'électricité de la pompe à chaleur.

Dans la configuration de refroidissement monophasique optimisé 2, le COP de la pompe à chaleur est augmenté et les coûts électriques sont réduits.

Dans la configuration de refroidissement par ébullition nucléée, injecter la chaleur par un échangeur plutôt que par une pompe à chaleur permet d'une part de se défaire des coûts liés à la consommation électrique, et d'autre part des coûts d'investissement et d'opération de la pompe à chaleur, bien plus élevés que ceux d'un échangeur thermique. En revanche, le coût du stockage sera plus élevé car il sera plus difficile d'assurer un ΔT_{valo} élevé avec un échangeur qu'avec une pompe à chaleur.

D'un point de vue environnemental, la valorisation de chaleur fatale remplace une partie de l'énergie fournie par le réseau de chaleur grenoblois au quartier, par la chaleur valorisée E_{inject} . E_{inject} provient de $E_{\text{non-dissip}}$, et en partie de la consommation électrique de la PAC E_{elec} lorsqu'une PAC est présente. On peut noter que $E_{\text{elec}} = \frac{E_{\text{valo}}}{COP}$. Ainsi, les émissions de gaz à effet de serre (GES) évitées par le projet de valorisation de chaleur fatale $em_{\text{GES évitées}}$ peuvent être exprimées comme suit :

$$Em_{\text{GES évitées}} = \left(\tau_{\text{GES RDC}} - \frac{\tau_{\text{GES elec}}}{COP} \right) * E_{\text{inject}}$$

avec $\tau_{\text{GES elec}}$ et $\tau_{\text{GES RDC}}$ les taux d'émissions de GES moyens respectifs du réseau électrique et du réseau de chaleur. Ce dernier étant plus élevé que $\tau_{\text{GES elec}}$ (56 kg CO²/MWh en France en 2017 ²), $\tau_{\text{GES RDC}} = 115$ kg CO²/MWh sur le réseau de chaleur de Grenoble sur la saison 2016-2017 ³), le projet permet d'éviter des émissions de GES de manière générale. Un calcul dynamique des $Em_{\text{GES évitées}}$ pourrait être mené dans un second temps pour déterminer une valeur précise.

5 Conclusion

Le projet de valorisation des calories du LNCMI exige une approche multi échelle (de la taille caractéristique des microcanaux de refroidissement des aimants, à celle du quartier d'habitation) et

² Source ADEME : <http://bilans-ges.ademe.fr>

³ Données CCIAG

multidisciplinaire (de l'optimisation locale des transferts thermiques à l'efficacité de nouveaux modèles économique adaptés à la transition énergétique).

Nous avons mis en évidence la sensibilité élevée du projet de valorisation de chaleur fatale à la température de sortie des microcanaux de refroidissement des aimants. Pour le mode de refroidissement monophasique, des campagnes d'expérimentations sont actuellement en cours pour valider la faisabilité du fonctionnement à température de sortie des aimants constante.

En outre, l'optimisation d'un régime d'ébullition nucléée sous refroidi permettrait une valorisation plus efficace de la chaleur fatale de cette infrastructure de recherche internationale. Pour le LNCMI, c'est une motivation supplémentaire pour engager des études sur le contrôle d'une ébullition sous refroidie dans des mini canaux

Références

- [1] ADEME. La chaleur fatale. <https://www.ademe.fr/chaleur-fatale>. 2017
- [2] L. Latrasse, M. Marie-Jeanne, T. Lamy, T. Thuillier, J. Giraud, C. Fourel, C. Trophime, F. Debray, P. Sala, J. Dumas (2010), SEISM: A 60 GHz cusp electron cyclotron resonance ion source Review of Scientific Instruments 81, 02A324; <https://doi.org/10.1063/1.3267297>
- [3] Reynaud, S., Debray, F., Franc, J.P., Maitre, T., (2005). Hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional minichannels. International journal of heat and mass transfer. 2005, Vol 48, Num 15, pp 3197-3211
- [4] Groeneveld, D. C., Shan, J. Q., Vasić, A. Z., Leung, L. K. H., Durmayaz, A., Yang, J., ... & Tanase, A. (2007). The 2006 CHF look-up table. Nuclear Engineering and Design, 237(15-17), 1909-1922.
- [5] Ramesh, B., Gedupudi, S.. (2019). On the prediction of pressure drop in subcooled flow boiling of water, Applied Thermal Engineering 155 386–396
- [6] Gopinath, R., Warriar, Vijay K. Dhir. (2006). Heat Transfer and Wall Heat Flux Partitioning During Subcooled Flow Nucleate Boiling—A Review, Journal of Heat Transfer Vol. 128 1243-1256
- [7] Kim S.-M., Mudawar I. (2014). Review of databases and predictive methods for heat transfer in condensing and boiling mini/micro-channel flows International Journal of Heat and Mass Transfer, 77, pp. 627-652.
- [8] Phan, H. T., Caney, N., Marty, P., Colasson, S., Gavillet, J. (2011). Flow boiling of water in a minichannel: The effects of surface wettability on two-phase pressure drop. Applied Thermal Engineering, 31(11-12), 1894-1905.
- [9] Pajot, C., Morriet, L., Hodencq, S., Brugeron, M., Delinchant, B., Marechal, Y., Reinbold, V., Wurtz, F., (2019). Omegalpes: An Optimization Modeler as an Efficient Tool for Design and Operation for City Energy Stakeholders and Decision Makers. Submitted in Building Simulation 2019.
- [10] Site internet de l'outil OMEGAlpes: <https://omegalpes.readthedocs.io/en/latest/>
- [11] Pajot, C., Delinchant, B., Maréchal, Y., Wurtz, F., Morriet, L., Vincent, B., & Debray, F. (2018). Industrial Optimal Operation Planning with Financial and Ecological Objectives. In SMARTGREENS (pp. 214-222).