



RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI CONSTANTINE 1
FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

N° d'ordre : ... / Doct / 2023

Série : ... / GM / 2023

THÈSE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de
Doctorat Troisième Cycle LMD en génie mécanique
Option : Energétique

Étude des transferts thermo-convectifs tridimensionnels dans les jets impactant et canaux avec des nanofluides hybrides

Présentée par : **M. BOUDRAA Bouziane**

Soutenue le : 09 Avril 2023

Devant le jury composé de :

Président :	M. Z. NEMOUCHI	Université des Frères Mentouri - Constantine 1	Professeur
Rapporteur :	M. R. BESSAIH	Université des Frères Mentouri - Constantine 1	Professeur
Examineurs :	M ^{me} R. LANANI née Benchabi	Université des Frères Mentouri - Constantine 1	Professeur
	M. C. BOUGRIOU	Université de Mostefa Ben Boulaïd - Batna 2	Professeur
	M. Y. KABAR	École Nationale Polytechnique de Constantine	Professeur

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

***Au nom d'Allah, le Tout Miséricordieux, le Très
Miséricordieux***

***In the name of Allah, the Most Gracious, and
the Most Merciful***

ملخص

الهدف الرئيسي من هذه الرسالة هو دراسة النقل الحراري الحراري ثلاثي الأبعاد في النفثات وقنوات التأثير باستخدام السوائل النانوية البسيطة والهجينة (السوائل النانوية الهجينة الثنائية والثلاثية) بأنواع وأشكال مختلفة. تم إجراء تقييمات سلوك التدفق ، ونقل الحرارة ، وانخفاض الضغط ، وعامل الاحتكاك ، وتوليد الانتروبيا باستخدام نموذجين: الأول هو نموذج خلط متجانس ، والثاني هو نموذج خلط ثنائي الطور تحت ظروف التدفق الصفحي و الاضطراب مع عدة نماذج (k-ε, k-ω, LES.... etc.) تم حل المعادلات الحاكمة باستخدام برنامج Ansys-Fluent 14.5 في جميع الأعمال المنفذة حيث تم استخدام كود C++ في بعض الحالات لبرمجة الخصائص الفيزيائية الحرارية للسوائل المستخدمة، باستثناء الجزء الأخير الذي تم تنفيذه باستخدام Trio-CFD البرنامج الذي يعتمد على كود ++C. فيما يتعلق بموثوقية تقنيات المحاكاة المستخدمة في هذا العمل ، فقد تم التحقق من صحة الطرق العددية من خلال مقارنة النتائج مع العديد من النتائج المتوفرة في الأدبيات في شكل عمل رقمي أو تجريبي ، وتم الحصول على توافق جيد بين النتائج. تم تقسيم هذه الدراسة إلى عشرة أجزاء:

➤ يقدم الجزء الأول دراسة للحمل الحراري القسري المضطرب ثلاثي الأبعاد حول كتلة مكعبة ساخنة معرضة لتدفق أفقي ونفاث صدمي. قمنا أولاً بمقارنة عمليات المحاكاة الخاصة بنا مع البيانات التجريبية من الأدبيات باستخدام العديد من نماذج الاضطراب. ثم درسنا تأثير موضع محور التدفق الصادم ونسبة رقم رينولدز باستخدام نموذج الاضطراب القياسي $k - \epsilon$ ، لأنه النموذج الذي أعطانا نتائج جيدة مقارنة بالنتائج التجريبية.

➤ في الجزء الثاني ، يتم إجراء تحليل حسابي على الحمل الحراري القسري المضطرب للسائل النانوي الماء- Al_2O_3 لتحليل انتقال الحرارة وإنتاج الانتروبيا في قناة تحتوي على كتل ساخنة مبردة عن طريق التأثير على النفثات باستخدام نموذج الخلط ثنائي الطور. درسنا تأثير حجم الكسر النانوي والمسافة بين الكتل الساخنة وموقع التدفق الثاني بالنسبة للطائرة الأولى. بالإضافة إلى ذلك ، فقد اقترحنا بعض الارتباطات لتسهيل الحصول على نتائج مهمة في هذه الدراسة.

➤ في الجزء الثالث، أجرينا تحليلاً عددياً لتوليد الانتروبيا والسائل النانوي TiO_2 - ماء قناة موجة تتعرض لتدفق حراري ثابت (q'') باستخدام نموذج خلط ثنائي الطور. تمت دراسة تأثير استخدام الجدار المموج مقابل الجدار المستقيم على سلوك التدفق ، ونقل الحرارة ، وإنتاج الانتروبيا. بالإضافة إلى ذلك ، تم فحص تأثير سرعة الانجراف بين الجسيمات النانوية والسائل الأساسي.

➤ في الجزء الرابع، أجرينا تحليلاً عددياً باستخدام نموذج الاضطراب SST-kω على نفث التصادم المستخدم لتبريد لوحة مسطحة معرضة لدرجة حرارة ثابتة باستخدام ثقب نفثة ممتدة مع العديد من السوائل النانوية الهجينة الثنائية. بمعنى آخر ، درسنا تأثير الجمع بين نوعين من الجسيمات النانوية (MgO و Al_2O_3) بأشكال مختلفة ، حيث يكون شكل Al_2O_3 النانوي كروياً ، ويتغير شكل الجسيمات النانوية MgO كل مرة للجسيمات النانوية التالية: كروي والطوب والشفرات والأسطوانية والصفائح الدموية. بالإضافة إلى ذلك ، قمنا أيضاً باختبار تأثير الثقوب النفثة الممتدة.

➤ في الجزء الخامس، أجرينا دراسة عددية حول سلوك نقل السوائل والحرارة حول كتلة ساخنة تتعرض لتدفق عرضي ونفث صدمي باستخدام السوائل النانوية الثلاثية الهجينة. بمعنى آخر ، الجسيمات النانوية المشتتة في السائل الأساسي (الماء) هي Al_2O_3 (أكسيد الألومنيوم) ، Cu (النحاس) ، و Ag (الفضة) في أشكال كروية ، أسطوانية ، و صفائح دموية. تم فحص تأثيرات العديد من المتغيرات مثل نسبة رقم رينولدز ، وحجم جزء الجسيمات النانوية ، وطول الفتحة النفثة الممتدة وتأثير

زاوية إمالة مدخل النفط المؤثر.

في الجزء السادس، تم إجراء تقييم عددي على انتقال الحرارة وتوليد الانتروبيا لمشتت حراري ثلاثي الأبعاد معرّض لنفث صادم ، حيث تمثل المنطقة الواقعة بين زعانف المشتت الحراري بمادة ألومنيوم مسامية مشبعة ب الماء / $Al_2O_3 - Cu$ مائع النانو الهجين. تمت دراسة تأثيرات العوامل الهامة المختلفة مثل التركيز الحجمي والنفاذية والمسامية وقطر الجسيمات النانوية على تدفق السوائل ونقل الحرارة وانخفاض الضغط وتوليد الانتروبيا بالتفصيل.

في الجزء السابع، ركزنا على نمذجة سلوك التدفق ونقل الحرارة لنفث اصطدام باستخدام الجسيمات النانوية الهجينة كسائل عامل لتبريد المعالج ، حيث يخضع هذا التدفق لمجال مغناطيسي. تم إجراء التقييمات باستخدام نموذج خلط على مرحلتين تحت تدفق الحمل الحراري القسري الصفحي. يتكون سائل العمل من جزيئات SiO_2 و CuO النانوية بقطر 20 نانومتر منتشرة في الماء. درسنا تأثير المجال المغناطيسي المطبق خارجيًا والذي تم الحصول عليه باستخدام رقم هارتمان والتركيزات الحجمية ورقم رينولدز على مجال التدفق والتبادل الحراري والكفاءة الحرارية وانخفاض الضغط.

في الجزء الثامن، أجرينا دراسة عددية على التحليل الحراري لتدفق الحمل الحراري القسري المضطرب داخل أنبوب ممتص مملوء بمادة مسامية ويحتوي على سوائل نانوية هجينة تعتمد على الأملاح المنصهرة. في هذه الدراسة ، تمت مناقشة تأثيرات خواص الوسائط المسامية ، وحجم جزء الجسيمات النانوية ونوع الملح المصهور على تدفق السوائل ، ونقل الحرارة ، وانخفاض الضغط ، وقوة الضخ ، ومعامل الاحتكاك ، وكفاءة مائع العمل. الجسيمات النانوية المستخدمة هي Al_2O_3 و Gr بقطر 20 نانومتر. فيما يتعلق بالأملاح المنصهرة المستخدمة ، قمنا بإجراء مقارنة بين الأملاح الثلاثة التالية: Hitec و Hitec XL و Solar Salt يمكن أن تساعد هذه الدراسة في تحسين كفاءة أنابيب امتصاص الطاقة الشمسية المستخدمة في أنظمة الطاقة الشمسية.

في الجزء التاسع، تم إجراء تحليل عددي شامل لتوفير معرفة كاملة بفيزياء التدفق المضطرب للسوائل النانوية الهجينة، تقييم تأثير الجسيمات النانوية على شدة الاضطراب في مجال التدفق، دراسة إجهادات القص المضطربة وتدفق الحرارة المضطرب، توقع متوسط درجة الحرارة والسرعة ومعدل نقل الحرارة باستخدام نموذج محاكاة إيدي الكبيرة (LES). يمكن أن تكون نتائج البحث الحالي مفيدة لتحسين كفاءة الأجهزة ، مع التركيز بشكل خاص على تركيز الألواح الشمسية. تم إجراء جميع عمليات المحاكاة على جزء صغير من جهاز استقبال حراري مشابه لقناتين دوريتين تعرضان لتسخين متماثل وغير متماثل. الجسيمات النانوية المشتتة في السائل الأساسي H_2O لتوليد السوائل النانوية التقليدية والهجينة هي Al_2O_3 و $Cu - Al_2O_3$ على التوالي، بقطر 20 نانومتر.

في الجزء العاشر ، تم إجراء تحقيق رقمي ثلاثي الأبعاد للسائل النانوي الهجين ماء/ $Al_2O_3 - CNT$ على نقل الحرارة وإنتاج الانتروبيا لنوعين من أحواض الحرارة المعرضة لنفث اصطدام. يقارن هذا العمل بين خصائص تدفق السوائل ونقل الحرارة للمشتت الحراري ذو الزعانف (PFHS) والمشتت الحراري ذي المسمار المربع (SPHS). تم تقييم العديد من الخصائص ، بما في ذلك انسيابية السرعة ، وخواص متساوية الحرارة ، ومحيط رقم نسلت ، ومتوسط رقم نسلت (Nu) ، ومعامل الاحتكاك (\overline{Cf}) ، وتوليد الانتروبيا ، ورقم بيجان (Be).

الكلمات المفتاحية: موائع نانوية هجينة ، رقائقي ، اضطراب ، نفث اصطدام ، توليد إنتروبيا ، انخفاض الضغط ، خلط ثنائي الطور ، وسط مسامي ، حقل مغناطيسي .

Résumé

L'objectif principal de cette thèse est d'étudier les transferts thermoconvectifs tridimensionnels dans les jets impactant et canaux en utilisant des nanofluides simples et hybrides (nanofluides hybrides binaires et ternaires) de différents types et formes. Le comportement de l'écoulement, du transfert de chaleur, de la chute de pression, du facteur de frottement, de la performance du système et de la génération d'entropie ont été évalués à l'aide de deux modèles. Le premier est un modèle de mélange monophasique et le second est un modèle de mélange diphasique, dans des conditions d'écoulement laminaire et turbulent avec plusieurs modèles de turbulence ($k-\varepsilon$, $k-\omega$, LES... etc.). Les équations gouvernantes ont été résolues à l'aide du logiciel commercial Ansys-Fluent 14.5 et, dans certains cas, avec le code C++ pour programmer les propriétés thermophysiques des fluides utilisés; sauf pour la neuvième partie, qui a été exécutée à l'aide du programme Trio-CFD, qui est basé sur le code C++. Afin d'évaluer la fiabilité des techniques de simulation et des méthodes numériques utilisées, les résultats ont été comparés à plusieurs résultats disponibles dans la littérature sous forme de travaux numériques ou expérimentaux; un bon accord a été obtenu. Les résultats sont répartis en dix parties:

- ✚ La première partie de cette étude se focalise sur l'analyse de la convection forcée turbulente tridimensionnelle autour d'un bloc cubique soumis à un écoulement horizontal et à un jet d'impact. Nous avons comparé nos simulations avec les données expérimentales de la littérature à l'aide de différents modèles de turbulence. Ensuite, nous avons étudié l'impact de la position de l'axe du jet impactant et du rapport du nombre de Reynolds, en utilisant le modèle standard $k-\varepsilon$, qui nous a offert les meilleurs résultats par rapport aux données expérimentales.
- ✚ Dans la deuxième partie, nous avons effectué une simulation numérique de la convection forcée turbulente du nanofluide eau – Al_2O_3 afin d'analyser le transfert de chaleur et la production d'entropie dans un canal contenant des blocs chauffés refroidis par des jets impactant. Nous avons évalué l'influence du volume de la fraction de nanoparticules, de la distance entre les blocs chauffés et de l'emplacement du deuxième jet par rapport au premier sur le modèle de mélange diphasique. De plus, nous avons proposé des corrélations pour faciliter la détermination des résultats importants liés à cette étude Al_2O_3 .
- ✚ Dans la troisième partie, nous avons effectué une analyse numérique de l'entropie et de la génération du nanofluide eau- TiO_2 dans un canal ondulé soumis à un flux de chaleur constant (q''). Pour ce faire, nous avons utilisé un modèle de mélange diphasique. Nous avons ainsi pu

étudier l'effet de l'utilisation d'une paroi ondulée par rapport à une paroi droite sur le comportement de l'écoulement, le transfert de chaleur et la production d'entropie. En outre, nous avons également étudié l'impact de la vitesse de dérive entre les nanoparticules et le liquide de base.

- ✚ Dans la quatrième partie, nous avons analysé numériquement un jet d'impact refroidissant une plaque plate, soumise à une température constante, à l'aide du modèle de turbulence SST- $k\omega$ et de trous de jet étendus recouverts de nanofluides hybrides binaires. Nous nous sommes intéressés à l'influence de la combinaison de deux types de nanoparticules (Al_2O_3 et MgO) de formes différentes: sphérique pour Al_2O_3 et modifiée (sphérique, brique, lame, cylindrique ou plaquette) pour le MgO. De même, nous avons évalué l'effet des trous de jet étendus.
- ✚ Dans la cinquième partie, nous avons mené une étude numérique sur le comportement du fluide et le transfert de chaleur autour d'une masse chauffée soumise à un écoulement transversal et à un jet d'impact, en utilisant des nanofluides ternaires hybrides. Ces nanofluides comprennent des particules dispersées dans le fluide de base, qui sont Al_2O_3 (oxyde d'aluminium), Cu (cuivre) et Ag (argent) sous formes de sphères, de cylindres et de plaquettes. Nous avons examiné l'influence de plusieurs variables, telles que le rapport du nombre de Reynolds, le volume de la fraction de nanoparticules, la longueur du trou du jet étendu et l'angle d'inclinaison de l'entrée du jet d'impact.
- ✚ Dans la sixième partie, une évaluation numérique approfondie a été réalisée sur le transfert de chaleur et la génération d'entropie d'un dissipateur thermique tridimensionnel exposé à un jet d'impact, où la zone entre les ailettes du dissipateur thermique était remplie d'un matériau poreux en aluminium saturé de nanofluide hybride eau / $Al_2O_3 - Cu$). Les effets de divers facteurs influents tels que la concentration volumétrique, la perméabilité, la porosité et le diamètre des nanoparticules sur l'écoulement du fluide, le transfert de chaleur, la chute de pression et la génération d'entropie ont été examinés en profondeur.
- ✚ Dans la septième partie de notre étude, nous nous sommes concentrés sur l'analyse du comportement d'écoulement et du transfert de chaleur d'un jet d'impact, utilisant des nanoparticules hybrides comme fluide de travail pour le refroidissement d'un processeur, soumis à un champ magnétique externe. Afin d'évaluer ces phénomènes, nous avons utilisé un modèle de mélange diphasique sous un écoulement laminaire à convection forcée. Le fluide de travail était composé de nanoparticules SiO_2 et de CuO d'un diamètre de 20 nm dispersées dans l'eau. Nous avons étudié l'influence du champ magnétique, déterminé par le nombre de

Hartmann, les concentrations volumétriques et le nombre de Reynolds, sur le champ d'écoulement, l'échange thermique, l'efficacité thermique et la chute de pression.

- ✚ Dans la huitième partie, nous avons mené une étude numérique sur l'analyse thermique de l'écoulement turbulent à convection forcée à l'intérieur d'un tube absorbant ondulé rempli d'un matériau poreux comprenant des nanofluides hybrides à base de sels fondus. Nous avons examiné les effets des propriétés du milieu poreux, de la fraction volumique des nanoparticules et du type de sel fondu sur l'écoulement du fluide, le transfert de chaleur, la chute de pression, la force de pompage, le coefficient de friction et l'efficacité du fluide de travail. Les nanoparticules utilisées étaient Al_2O_3 et Gr, dont le diamètre était de 20 nm. En ce qui concerne les sels fondus, nous avons comparé les trois sels suivants: Hitec, Hitec XL et Solar Salt. Les résultats de cette étude peuvent contribuer à améliorer l'efficacité des tubes absorbeurs solaires employés dans les systèmes d'énergie solaire.
- ✚ Dans la neuvième partie, une analyse numérique exhaustive a été effectuée pour mieux comprendre la physique de l'écoulement turbulent des nanofluides hybrides. Pour évaluer l'influence des nanoparticules sur l'intensité de la turbulence du champ d'écoulement, pour étudier les contraintes de cisaillement turbulentes et les flux de chaleur turbulents, pour prédire la température moyenne, la vitesse et le taux de transfert de chaleur, nous avons utilisé le modèle de simulation à grande échelle (LES). Les résultats de cette étude pourraient être utiles pour améliorer l'efficacité des dispositifs, en particulier des panneaux solaires à concentration. Les simulations ont été exécutées sur une petite partie d'un récepteur thermique similaire à un bicanal périodique soumis à un chauffage symétrique et asymétrique. Les nanoparticules dispersées dans le liquide de base (H_2O) pour former les nanofluides conventionnels et hybrides sont respectivement Al_2O_3 et $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu}$ avec un diamètre de 20 nm.
- ✚ Dans la dixième partie, une étude numérique tridimensionnelle du nanofluide hybride $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{CNT} / \text{eau}$ sur le transfert de chaleur et la génération d'entropie de deux dissipateurs thermiques soumis à un jet impactant a été menée. Ce travail compare l'écoulement du fluide et les caractéristiques de transfert de chaleur d'un dissipateur thermique à plaques et ailettes (PFHS) et d'un dissipateur thermique à broches carrées (SPHS). Plusieurs paramètres ont été examinés, y compris la courbe de vitesse, les contours isothermes, les contours du nombre de Nusselt, le nombre de Nusselt moyen \overline{Nu} , le coefficient de friction (\overline{Cf}), la génération d'entropie et le nombre de Bejan (Be).

Mots clés: Nanofluide hybride, laminaire, turbulence, jet d'impact, génération d'entropie, chute de pression, mélange diphasique, milieu poreux, champs magnétiques.

Summary

The main objective of this thesis is to study three-dimensional thermoconvective transfers in impact and channel jets using single and hybrid nanofluids (binary and ternary hybrid nanofluids) of different types and shapes. The behavior of flow, heat transfer, pressure drop, friction factor, system performance, and entropy generation were evaluated using two models. The first is single phase-model, and the second is a two-phase mixture model under laminar and turbulent flow conditions with several turbulence models $k-\varepsilon$, $k-\omega$, LES.... etc.). The governing equations were solved using the commercial software Ansys-Fluent 14.5 and, in some cases, with C++ code to program the thermophysical properties of the fluids used, except for the ninth part, which was executed using the Trio-CFD program, which is based on the C++ code. To assess the reliability of the simulation techniques and numerical methods used, the results were compared with several results available in the literature in numerical or experimental works; a good agreement was obtained. The results are divided into ten parts:

- ✚ The first part of this study focuses on the analysis of three-dimensional turbulent forced convection around a cubic block subjected to a horizontal flow and an impact jet. We compared our simulations with experimental data from the literature using different turbulence models. Then, we studied the impact of the position of the impacting jet axis and the Reynolds number ratio using the standard model $k-$, which gave us the best results compared to the experimental data.
- ✚ In the second part, we performed a numerical simulation of turbulent forced convection of the nanofluid ($k-\varepsilon$, $k-\omega$, LES.... etc.) to analyze the heat transfer and entropy generation in a channel containing heated blocks cooled by impacting jets. We evaluated the influence of the volume of the nanoparticle fraction, the distance between the heated blocks, and the location of the second jet concerning the first on the two-phase mixing model. In addition, we proposed correlations to facilitate the determination of important results related to this Al_2O_3 study.
- ✚ In the third part, we performed a numerical analysis of the entropy and generation of the water- TiO_2 nanofluid in a corrugated channel subjected to a constant heat flux (q''). For this purpose, we used a two-phase mixing model. This allowed us to study the effect of using a corrugated wall versus a straight wall on flow behavior, heat transfer, and entropy production. In addition, we also examined the impact of the drift rate between the nanoparticles and the base liquid.

- ✚ In the fourth part, we numerically analyzed an impact jet cooling on a flat plate, subjected to a constant temperature, using the SST- $k\omega$ turbulence model and extended jet holes covered with binary hybrid nanofluids. We were interested in the influence of the combination of two types of nanoparticles (Al_2O_3 et MgO) with different shapes: spherical for Al_2O_3 and modified (spherical, brick, blade, cylindrical, or wafer) for MgO . Similarly, we evaluated the effect of extended jet holes.
- ✚ In the fifth part, we used hybrid ternary nanofluids to conduct a numerical study on the fluid behavior and heat transfer around a heated mass subjected to a crossflow and an impact jet. These nanofluids comprise particles dispersed in the base fluid, which are Al_2O_3 (aluminum oxide), Cu (copper) and Ag (silver) are spheres, cylinders, and platelets. We examined the influence of several variables, such as the Reynolds number ratio, the volume of the nanoparticle fraction, the length of the extended jet hole, and the angle of inclination of the impact jet inlet.
- ✚ In the sixth part, an extensive numerical evaluation was carried out on the heat transfer and entropy generation of a three-dimensional heat sink exposed to an impact jet, where the area between the fins of the heat sink was filled with a porous aluminum material saturated with hybrid water/ Al_2O_3 -Cu nanofluid.) The effects of various influential factors such as volumetric concentration, permeability, porosity, and nanoparticle diameter on fluid flow, heat transfer, pressure drop and entropy generation were investigated in depth.
- ✚ In the seventh part of our study, we focused on analyzing an impact jet's flow behavior and heat transfer, using hybrid nanoparticles as a working fluid for cooling a processor subjected to an external magnetic field. We used a two-phase mixing model under laminar forced convection flow to evaluate these phenomena. The working fluid was composed of SiO_2 and CuO nanoparticles with a diameter of 20 nm dispersed in water. We studied the influence of the magnetic field, determined by the Hartmann number, volumetric concentrations, and Reynolds number, on the flow field, heat exchange, thermal efficiency, and pressure drop.
- ✚ In the eighth part, we conducted a numerical study on the thermal analysis of turbulent forced convection flow inside a corrugated absorber tube filled with a porous material comprising molten salt-based hybrid nanofluids. We examined the effects of the porous medium's properties, the nanoparticles' volume fraction, and the type of molten salt on the fluid flow, heat transfer, pressure drop, pumping force, coefficient of friction, and working fluid efficiency. The nanoparticles used were Al_2O_3 and Gr, with a diameter of 20 nm. Concerning the molten salts,

we compared the following three salts: Hitec, Hitec XL, and Solar Salt. This study's results can help improve the efficiency of solar absorber tubes used in solar energy systems.

- ✚ In the ninth part, a comprehensive numerical analysis was performed to understand better the physics of the turbulent flow of hybrid nanofluids. To evaluate the influence of nanoparticles on the turbulence intensity of the flow field, to study the turbulent shear stresses and turbulent heat fluxes, and to predict the mean temperature, velocity, and heat transfer rate, we used the large-scale simulation model (LSS). The results of this study could be helpful for improving the efficiency of devices, especially concentrating solar panels. The simulations were performed on a small part of a thermal receiver similar to a periodic bichannel subjected to symmetric and asymmetric heating. The nanoparticles dispersed in the base liquid (H₂O) to form the conventional and hybrid nanofluids are Al₂O₃ and Al₂O₃-Cu respectively with a diameter of 20 nm.
- ✚ In the tenth part, a three-dimensional numerical study of the Al₂O₃-CNT/hybrid water nanofluid was conducted on the heat transfer, and entropy generation of two heat sinks subjected to an impact jet. This work compares the fluid flow and heat transfer characteristics of a plate and fin heat sink (PFHS) and a square pin heat sink (SPHS). Several parameters were examined, including velocity curve, isothermal contours, Nusselt number contours, average Nusselt number \overline{Nu} , coefficient of friction (\overline{Cf}), entropy generation, and Bejan number (Be).

Keywords: Hybrid nanofluid, laminar, turbulence, impinging jet, entropy generation, pressure drop, two-phase mixing, porous medium, magnetic fields.

Remerciements

Tout d'abord, je remercie « *Allah* » de m'avoir donné la patience, la force, le courage et la volonté d'accomplir cet humble travail.

Je remercie chaleureusement et sincèrement, mon directeur de thèse **BESSAIH Rachid**, Professeur à l'Université des Frères Mentouri - Constantine 1, pour m'avoir suivi et guidé durant ma préparation à cette thèse. Je le remercie pour la confiance qu'il m'a accordée durant ces trois années, pour son aide, pour sa disponibilité permanente, pour sa patience, pour ses conseils et orientations, pour son soutien constant du début à la fin et pour toutes les informations qu'il m'a données pour réaliser cette thèse.

Je remercie monsieur **NEMOUCHI Zoubir**, Professeur à l'Université des Frères Mentouri - Constantine 1, d'avoir accepté de présider le jury de cette modeste thèse.

Je remercie madame **BENCHABI Rahima**, Professeur à l'Université des Frères Mentouri - Constantine 1, monsieur **BOUGRIOU Cherif**, Professeur à l'Université de Mustafa Ben Boulaïd -Batna 2, monsieur **KABAR Yassine**, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique de Constantine, qui m'ont permis de bénéficier de leur expertise en les acceptant de faire partie du jury et prendre le temps de d'examiner la thèse.

Je tiens également à remercier certains membres du laboratoire PROMES (PROcédés Matériaux et Energie Solaire-FRANCE), qui m'ont aidé à réaliser la neuvième partie du cinquième chapitre, à savoir **TOUTANT Adrien**, Maître de conférences à l'Université de Perpignan Via Domitia, **BATTAIL Françoise**, Directrice de laboratoire PROMES et Professeur à l'Université de Perpignan Via Domitia et **DAVID Martin**, chercheur au sein de laboratoire PROMES. Merci beaucoup pour vos conseils et vos encouragements, surtout votre gentillesse.

J'en profite pour remercier ma famille, mes frères et sœurs pour leur soutien.

Merci d'être toujours là pour me soutenir.

Ces dernières lignes me permettront d'exprimer ma gratitude à mes chers parents. Merci pour votre dévouement envers moi, pour votre soutien continu et pour tous les sacrifices que vous avez faits pour moi.

Finalement, je tiens à remercier tous les professeurs du génie mécanique et tous qui ont participé de près ou de loin à ce travail.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail en particulier

À mes chers parents

À mes sœurs et mes frères

À mes nièces et neveux

À toute ma famille

À tous mes enseignants

À tous mes amis et mes collègues

À toute la famille du département de Génie Mécanique

BOUDRAA Bouziane

Sommaire

Résumé	II
Abstract	VI
ملخص	IX
Remerciement.....	XI
Dédicace	XII
Table de matière	XIII
Nomenclatures.....	XXI
Liste des figures	XXV
Liste des tableaux	XXXII
Introduction Générale.....	1
Chapitre I: Généralités sur les nanofluides	
I.1. INTRODUCTION	7
I.2. NOTIONS DE BASE	7
I.3. GÉNÉRALITÉS SUR LES NANOFUIDES.....	7
I.3.1. Types de nanofluides.....	8
I.3.1.1. Nanofluides simples	8
I.3.1.2. Nanofluides Hybrides	11
I.3.2. Formes des nanoparticules	13
I.3.3. Applications des nanofluides	14
I.4. BILAN SUR LES NANOFUIDES	15
I.4.1. Avantages des nanofluides.....	15
I.4.2. Inconvénients des nanofluides	16
I.5. CONCLUSION.....	16
Chapitre II: Synthèse Bibliographique	
II.1. INTRODUCTION.....	19
II.2. RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE	19
II.2.1. Canal ondulé.....	19
II.2.2. Jet impactant.....	22
II.2.3. Champs magnétiques.....	30

II.2.4. Milieux poreux	33
II.2.5. Nanofluide hybride à base de sel fondu.....	37
II.3. CONCLUSION	42

Chapitre III: Propriétés thermophysiques des nanofluides

III.1. INTRODUCTION	45
III.2. PROPRIÉTÉS THERMOPHYSIQUES DES NANOFLUIDES	45
III.2.1. Modèle monophasique.....	45
III.2.1.1. Nanofluides simples	46
III.2.1.2. Propriétés thermophysiques des formes de nanoparticules	50
III.2.1.3. Nanofluides hybrides	51
III.2.1.3.1. Nanofluides hybride binaires	52
III.2.1.3.1. Nanofluides hybride ternaires	53
III.2.2. Modèle de mélange à deux phases	53
III.3. PROPRIÉTÉS THERMOPHYSIQUES DES NANOPARTICULES	54
III.4. PRODUCTION D'ENTROPIE.....	56
III.5. CONCLUSION	57

Chapitre IV: Modèle mathématique et méthode numérique

IV.1. INTRODUCTION	61
IV.2. ÉQUATIONS GÉNÉRALES	61
IV.2.1. Modèle monophasique	62
IV.2.2. Modèle de mélange à deux phases	63
IV.3. RÉOLUTION DES ÉQUATIONS DE NAVIER-STOKES	65
IV.4. MODÈLE DE TURBULENCE	66
IV.4.1. Méthode de simulation numérique directe (DNS)	67
IV.4.2. Méthode de Navier-Stokes moyennée par Reynolds (RANS)	67
IV.4.2.1. Modèle de viscosité turbulente	68
IV.4.2.2. Modèles d'équation de contraintes de Reynolds	69
IV.4.2.3. Le modèle de turbulence Shear-Stress Transport $k - \omega$	71
IV.4.2.4. Le modèle de turbulence $k - \varepsilon$	71
IV.4.3. Méthode de simulation des grands tourbillons (LES).....	72
IV.5. PRÉSENTATION DU LOGICIEL DE CALCUL	73

IV.5.1. Modéliser un écoulement turbulent avec Ansys Fluent	74
IV.6. NOMBRES ADIMENSIONNELS	75
IV.6.1. Nombre de Reynolds	75
IV.6.2. Nombre de Prandtl.....	76
IV.6.3. Nombre de Nusselt	76
IV.6.4. Nombre de Hartmann	76
IV.6.5. Chute de pression	77
IV.6.6. Puissance de pompage.....	77
IV.6.7. Coefficient de frottement.....	77
IV.6.8. Critère d'évaluation de performance.....	77
IV.7. CONCLUSION	78

Chapitre V: Résultats et discussions

V.I. INTRODUCTION	85
-------------------------	----

Partie I: Convection forcée turbulente tridimensionnelle autour d'un bloc cubique chaud exposé à un écoulement transversal et à un jet impactant

V.II.1. OBJECTIF	87
V.II.2. DISCRIPTION DU PROBLEME	87
V.II.3. SOLUTION NUMÉRIQUE	88
V.II.4. EFFET DU MAILLAGE.....	89
V.II.5. RÉSULTATS.....	90
V.II.5.1. Validation.....	90
V.II.5.3. Champ dynamique	90
V.II.5.3. Champ thermique.....	93
V.II.5.3. Température statique.....	93
V.II.5.3. Coefficient de transfert thermique	95
V.II.5.6. Nombre de Nusselt.....	96
V.II.5.7. Hauteur du canal	96
V.II.5.8. Position de l'axe du jet	98
V.II.6. CONCLUSION.....	101

Partie II: Convection forcée turbulente et génération d'entropie de jets impactant de nanofluide eau-Al₂O₃ sur des blocs chauffés

V.III.1. OBJECTIF	104
V.III.2. REPRÉSENTATION GÉOMÉTRIQUE	104
V.III.3. SOLUTION NUMERIQUE	105
V.III.4. EFFET DU MAILLAGE.....	106
V.III.5. RÉSULTATS	107
V.III.5.1. Validation	107
V.III.5.2. Champ dynamique	108
V.III.5.3. Champ thermique.....	109
V.III.5.4. Nombre de Nusselt	110
V.III.5.5. Effet de volume fraction de nanoparticules	112
V.III.5.6. Effet de position optimale de J2	113
V.III.5.7. Effet de l'espacement entre les blocs chauffés.....	113
V.III.5.8. Effet de la vitesse de glissement.....	114
V.III.5.9. Analyse de génération d'entropie.....	115
V.III.5.10. Corrélations suggérées.....	117
V.III.5.11. Formes de nanoparticules	118
V.III.5.12. Critère de performances.....	121
V.II.6. CONCLUSION.....	122
Partie III: Transfert de chaleur et génération d'entropie d'un écoulement de nanofluide eau-TiO₂ dans un canal ondulé en utilisant l'approche du mélange à deux phases	
V.IV.1. OBJECTIF.....	125
V.IV.2. DESCRIPTION DE LA GÉOMÉTRIE	125
V.IV.3. SOLUTION NUMÉRIQUE.....	126
V.IV.4. EFFET DU MAILLAGE	126
V.IV.5. RÉSULTATS	127
V.IV.5.1. Validation	127
V.IV.5.2. Effet de la vitesse de glissement.....	128
V.IV.5.3. Champ dynamique et thermique.....	129
V.IV.5.4. Nombre de Nusselt	131
V.IV.5.5. Coefficient de frottement.....	133
V.IV.5.6. Effet de la paroi ondulée.....	134

V.IV.5.7. Performance du système.....	135
V.IV.5.8. Analyse de génération d'entropie.....	136
V.IV.6. CONCLUSION	139

Partie IV: Études numériques du transfert de chaleur autour d'un bloc chaud soumis à un écoulement croisé et à un trou de jet étendu à l'aide de nanofluides hybrides ternaires

V.V.1. OBJECTIF.....	142
V.V.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME	142
V.V.3. SOLUTION NUMERIQUE	144
V.V.4. EFFET DU MAILLAGE.....	145
V.V.5. RÉSULTATS	146
V.V.5.1. Validation.....	146
V.V.5.2. Champ dynamique	147
V.V.5.3. Champ thermique.....	148
V.V.5.4. Contours du nombre de Nusselt.....	149
V.V.5.5. Effet du rapport α	150
V.V.5.6. Coefficient de frottement	151
V.V.5.7. Nombre de Nusselt.....	152
V.V.5.8. Chute de pression.....	152
V.V.5.9. Comparaison entre nanofluide conventionnel et hybride ternaire	153
V.V.5.10. Effet du trou de jet prolongé	154
V.V.5.11. Effet de l'inclinaison de l'entrée du jet.....	156
V.V.6. CONCLUSION	158

Partie V: Étude numérique de l'impact de jet refroidissant une surface isotherme à l'aide de trous de jet étendus avec divers nanofluides hybrides binaires

V.VI.1. OBJECTIF.....	161
V.VI.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME.....	161
V.VI.3. SOLUTION NUMERIQUE.....	162
V.VI.4. EFFET DU MAILLAGE	163
V.VI.5. RÉSULTATS	164
V.VI.5.1. Validation	164
V.VI.5.2. Effet du nombre de Nusselt et de chute de pression.....	165

V.VI.5.3. Contours du nombre de Nuseelt	168
V.VI.5.4. Effet des trous de jet prolongés	169
V.V.6. CONCLUSION	173
Partie VI: Analyse tridimensionnelle du transfert de chaleur et de la production d'entropie d'un jet impactant de nanofluides hybrides refroidissant un dissipateur thermique rempli de milieu poreux	
V.VII.1. OBJECTIF	175
V.VII.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME	175
V.VII.3. SOLUTION NUMERIQUE	177
V.VII.4. EFFET DU MAILLAGE	178
V.VII.5. RÉSULTATS.....	179
V.VII.5.1. Validation.....	179
V.VII.5.2. Champ dynamique et thermique	180
V.VII.5.3. Contours de temperature	182
V.VII.5.4. Nombre de Nusselt.....	183
V.VII.5.5. Effet du diamètre des nanoparticules	184
V.VII.5.6. Effet du nombre de Darcy	185
V.VII.5.7. Effet de la fraction volumiques des nanoparticules	186
V.VII.5.8. Effet de la porosité	187
V.VII.5.9. Corrélations suggérées	188
V.VII.5.10. Analyse de la production d'entropie.....	189
V.VI.6. CONCLUSION	195
Partie VII: Effet du champ magnétique et du jet impactant de nanofluides hybrides sur le refroidissement du processeur à l'aide d'un modèle de mélange à deux phases	
V.VIII.1. OBJECTIF	199
V.VIII.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME	199
V.VIII.3. REPRÉSENTATION GÉOMÉTRIQUE	200
V.VIII.4. SOLUTION NUMERIQUE	201
V.VIII.5. EFFET DU MAILLAGE.....	201
V.VIII.6. RÉSULTATS	202
V.VIII.6.1. Validation	202

V.VIII.6.2. Champ dynamique	204
V.VIII.6.3. Coefficient de transfert thermique	204
V.VIII.6.4. Nombre de Nusselt et température moyenne	206
V.VIII.6.5. Chute de pression et puissance de pompage	207
V.VIII.6.6. Effet du nombre de Reynolds	208
V.VIII.6.7. Efficacité thermohydraulique	209
V.VIII.6.8. Effet de la vitesse de glissement	211
V.VIII.6.9. Correlations suggérées	212
V.VIII.7. CONCLUSION	213

Partie VIII: Analyse du stockage d'énergie thermique d'un écoulement turbulent à convection forcée d'un tube absorbant ondulé contenant un nanofluide hybride à base de sel fondu rempli d'un matériau poreux

V. IX.1. OBJECTIF.....	215
V. IX.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME.....	215
V. IX.3. REPRÉSENTATION DU GÉOMÉTRIQUE	216
V. IX.4. PROPRIÉTÉS DES NANOFUIDES HYBRIDES.....	217
V. IX.5. SOLUTION NUMERIQUE.....	217
V. IX.6. EFFET DU MAILLAGE	218
V. IX.7. RÉSULTATS	219
V. IX.7.1. Validation.....	219
V. IX.7.2. Champs thermique.....	220
V. IX.7.3. Nombre de Nusselt	221
V. IX.7.4. Coefficient de frottement.....	224
V. IX.7.5. Chute de pression et puissance de pompage.....	224
V. IX.7.6. Efficacité thermique	226
V. IX.8. CONCLUSION.....	228

Partie IX: Simulations à grande échelle d'un écoulement turbulent avec un nanofluide hybride soumis à un chauffage symétrique et asymétrique

V.X.1. OBJECTIF	230
V.X.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME	230
V.X.3. EFFET DU MAILLAGE.....	231

V.X.4. RESULTATS	233
V.X.4.1. Validation	233
V.X.4.2. Chauffage symétrique	236
V.X.4.3. Chauffage asymétrique	242
V.X.5. CONCLUSION	248
Partie X: Étude numérique de chaleur et de la production d'entropie de dissipateurs tridimensionnels refroidis par un jet impactant de nanofluide hybride	
V.XI.1. OBJECIF.....	251
V.XI.2. DESCRIPTION DE GÉOMÉTRIE	251
V.XI.3. SOLUTION NUMÉRIQUE.....	252
V.XI.4. EFFET DU MAILLAGE	253
V.XI.5. RÉSULTATS	254
V.XI.5.1. Champ dynamique.....	254
V.XI.5.2. Contours de nombre de nusselt et de temperature.....	256
V.XI.5.3. Effet de volume fraction de nanoparticules.....	258
V.XI.5.3. Comparaison des nanofluides conventionnels et hybrides.....	259
V.XI.5.3. Analyse de la production d'entropie	260
V.XI.6. CONCLUSION	262
V.XII.CONCLUSION.....	263
Conclusion générale	265
Annexe des publications.....	271
Annexe des conférences	274
Références	275

Nomenclature

Lettres

B	Champ magnétique [T]
Be	Nombre de Bejan [-]
C _E	Coefficient d'inertie [-]
C _f	Coefficient de frottement [-]
\bar{C}_f	Coefficient de frottement moyen [-]
C _p	Chaleur spécifique [Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
d _{bf}	diamètre moléculaire du fluide de base [m]
d _n	Diamètre des nanoparticules [m]
D	Diamètre [m]
D _b	Espacement entre les blocs [m]
D _j	Distance entre J1 et J2 [m]
<i>f</i>	Coefficient de frottement moyen [-]
E	Longueur du trou de jet allongé [-]
h	Coefficient de transfert de chaleur [W K ⁻¹ m ⁻²]
\bar{h}	Coefficient de transfert de chaleur moyen [W K ⁻¹ m ⁻²]
k	Conductivité thermique [W K ⁻¹ m ⁻¹]
K	Perméabilité [m ²]
K _B	Constante de Boltzmann [1.3807x10 ⁻²³ J. K ⁻¹]
L	Déplacement de l'emplacement du jet [m]
M	Masse molaire de l'eau [kg. mol ⁻¹]
N	Nombre d'Avogadro [mol ⁻¹]
P	Pression [N]
Δp	Chute de pression [N]
P _p	Puissance de pompage [W]
PPI	Pore par pouce [-]

\dot{q}	Taux de génération de chaleur par unité de volume [W m^{-3}]
R	Rapport du nombre de Reynolds [–]
S_g, \dot{S}_g	Génération d'entropie [$\text{WK}^{-1}\text{m}^{-3}$]
t	Épaisseur de la couche époxy [m], (Chapitre V.II.)
t	Épaisseur séparant le jet impactant du flux transversal [m], (Chapitre V.IV.)
T	Température [K]
T^+	Température adimensionnelle [–]
T_τ	Température de frottement [K]
v_{np}	Volume de nanoparticules [m^3]
v_{tot}	Volume total [m^3]
u, v, w	Composantes de vitesse dans les trois directions x, y et z [ms^{-1}]
U, V, W	Composantes sans dimension de la vitesse [–]
U_τ	Vitesse de frottement [ms^{-1}]

Nombres adimensionnels

Da	Nombre de Darcy [–]
Ha	Nombre de Hartmann [–]
Nu	Nombre de Nusselt [–]
$\overline{\text{Nu}}$	Nombre de Nusselt moyen [–]
Pr	Nombre de Prandtl [–]
Re	Nombre de Reynolds [–]
Re_τ	Nombre de Reynolds de frottement [–]

Symboles grecques

φ	Fraction volumique solide des nanoparticules [%]
θ	Température adimensionnelle [–]
ϕ_ω	Flux thermique [Wm^{-2}]
σ	Conductivité électrique [Sm^{-1}]
α	Amplitude de paroi ondulée [m], (Chapitre V-Partie III)
α	Rapport du nombre de Reynolds (Chapitre V-Partie V)
β	Angle d'inclinaison du jet impactant [°], (Chapitre V-Partie IV)

μ	Viscosité dynamique [$\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-1}$]
μ_0	Perméabilité magnétique [Hm^{-1}]
ν	Viscosité cinématique [m^2s^{-1}]
ρ	Masse volumique [kg m^{-3}]
ε	Porosité [–]
ε	Énergie cinétique turbulente [m^2s^{-2}]
ω	Dissipation d'énergie turbulente [m^2s^{-3}]
η	Efficacité [–]
ψ	Sphéricité [–]
δ_{ij}	Symbole de Kronecker [–]

Indices

bf	Fluide de base
c	Canal
eff	Efficace
j	Jet
h	Surface chaude
<i>hnf</i>	Nanofluid hybride
i, in	Entrée
<i>v</i>	Frictionnelle
m	Mélange
nf	Nanofluide
np	Nanoparticules
np1	Première nanoparticule
np2	Deuxième nanoparticule
p	Matériau poreux
s	Matériau solide
th	Thermique
tot	Totale

Abréviations

Sph	Sphérique
Bl	Lame
Br	Brique
Cy	Cylindrique
HTF	Taux de transfert de chaleur
Pl	Plaque
SPM	Modèle monophasé
TPMM	Modèle de mélange à deux phases

Liste des figures

Figure I.1. Organigramme lié aux nanofluides simples.....	9
Figure I.2. Comparaison de la proportion de publications contenant le mot-clé « nanofluide » depuis 1995, selon la base de données en ligne Scopus	11
Figure I.3. Organigramme lié aux nanofluides hybrides	12
Figure I.4. Nombre d'articles publiés sur la plateforme Scopus entre les nanofluides simples et hybrides de 2010 à 2022	13
Figure I.5. Formes de nanoparticules.....	14
Figure I.6. Applications générales des nanofluides	15
Figure II.1. Quelques schémas des canaux ondulés	22
Figure II.2. Schémas de certains des travaux effectués sur les jets impactants.....	27
Figure II.3. Schéma des structures d'écoulement moyen autour d'un composant refroidi par un jet impactant dans un écoulement transversal.....	29
Figure II.4. Géométrie simplifiée d'un milieu poreux	33
Figure II.5. Schémas de certains des travaux effectués sur matériau poreux.....	37
Figure II.6. Schémas de certains centrales solaires à concentration utilisant des sels fondus à base de nanofluides	42
Figure III.1. Propriétés thermophysiques du nanofluide.....	46
Figure IV.1. Techniques de résolution des équations de RANS selon les différentes catégories de modèles	69
Figure IV.2. Processus de résolution par Ansys Fluent.....	75
Figure V.II.1. Géométrie du problème	88
Figure V.II.2. Maillage de calcul.....	88
Figure V.II.3. Test d'indépendance du maillage.....	89
Figure V.II.4. Comparaison entre nos simulations numériques et les données expérimentales..	90
Figure V.II.5. Lignes de courant pour différentes valeurs de rapport R.....	92
Figure V.II.6. Contours de température pour différents R dans le plan XY	93
Figure V.II.7. Répartition statique de la température le long du composant dans le plan XY à différents Re_j et R	94

Figure V.II.8. Variation du coefficient de transfert de chaleur convectif moyen pour chaque face et dans l'ensemble du cube à différents Re_j et R	95
Figure V.II.9. Nombre de Nusselt moyen du cube pour différents Re_j et R	96
Figure V.II.10. Variation du transfert de chaleur convectif moyen pour chaque face et dans l'ensemble du cube à différentes hauteurs de canal.....	97
Figure V.II.11. Contours du nombre de Nusselt à différentes hauteurs de canal autour du cube	98
Figure V.II.12. Variations de Nu à différentes hauteurs de canal	98
Figure V.II.13. Différentes positions de l'axe du jet.....	99
Figure V.II.14. Contours de vitesse avec des lignes de courant à différentes positions du jet impactant dans le plan XY	100
Figure V.II.15. Contours du coefficient de transfert de chaleur de surface à différentes positions du jet impactant autour du cube	101
Figure V.II.16. Variations de Nu pour différentes positions du jet impactant autour du cube .	101
Figure V.III.1. Représentation schématique du problème physique	105
Figure V.III.2. Modèle approximatif du maillage	106
Figure V.III.3. Variation du Nu sur le troisième bloc avec différents maillages	107
Figure V.III.4. Comparaison des recherches actuelles avec les données disponibles.....	107
Figure V.III.5. Effet de Re sur les contours des vitesses et lignes de courant	109
Figure V.III.6. Effet de Re sur les contours isothermes	109
Figure V.III.7. Variation de Re sur la distance périphérique pour différents blocs	111
Figure V.III.8. Variation de a) Nu et b) Cf autour de la surface exposée de différents blocs chauffés pour différents Re	112
Figure V.III.9. Variation de Nu autour de la surface exposée de différents blocs chauffés pour différents φ	112
Figure V.III.10. Variation de Nu pour différentes positions de J_2 à différents Re	113
Figure V.III.11. Variation de Nu en termes de distance entre les blocs à différents Re	114
Figure V.III.12. Comparaison de Nu entre le le modèle de mélange à phasique et monophasique à différents Re	115
Figure V.III.13. Effet de φ sur a) $S_{g,th}$, b) $S_{g,v}$, c) $S_{g,t}$ et d) Be à différent Re	116
Figure V.III.14. Corrélation de a) \overline{Nu} et b) Cf pour différents Re et φ	117

Figure V.III.15. Corrélation de \overline{Nu} pour différents Re et a) D_j et b) D_b	118
Figure V.III.16. Effet de Re sur \overline{Nu} pour différentes formes de nanoparticules	119
Figure V.III.17. Effet de Re sur Cf pour différentes formes de nanoparticules	120
Figure V.III.18. Effet de φ sur \overline{Nu} pour différentes formes de nanoparticules.....	120
Figure V.III.19. Effet de φ sur Cf pour différentes formes de nanoparticules.....	121
Figure V.III.20. Effet de φ sur la PEC pour différentes formes de nanoparticules	121
Figure V.IV.1. Représentation graphique du problème analysé.....	126
Figure V.IV.2. Configuration du maillage.....	127
Figure V.IV.3. Indépendance du maillage.....	127
Figure V.IV.4. Validation du présent travail avec des résultats numériques.....	128
Figure V.IV.5. Comparaison entre les valeurs du \overline{Nu} en termes de Re pour le modèle monophasique et le modèle biphasique	129
Figure V.IV.6. Effet de Re sur les contours isothermes	129
Figure V.IV.7. Contours des lignes de courant à différents Re	130
Figure V.IV.8. Contours des lignes de courant à différents instants	131
Figure V.IV.9. Variation de Nu le long de la paroi ondulée à différents Re	132
Figure V.IV.10. Effet de φ sur \overline{Nu} le long de la paroi ondulée à différents Re	133
Figure V.IV.11. Variation de Cf le long de la paroi ondulée à différents Re	133
Figure V.IV.12. Variation de Nu le long de la paroi ondulée à différents φ	134
Figure V. IV.13. Variation de Cf en fonction de α à différents φ	135
Figure V.IV.14. Évaluation des performances à différents φ en termes de Re	136
Figure V.IV.15. Effet de φ sur a) $S_{g,th}$, b) $S_{g,v}$, c) $S_{g,t}$ et d) Be à différents Re	138
Figure V.IV.16. Contours de $S_{g,t}$ à différents Re	138
Figure V.IV.17. Contours du nombre de Bejan à différents Re	139
Figure V.V.1. Représentation graphique du problème	143
Figure V.V.2. Les formes des nanoparticules qui ont été combinées dans cette étude	144
Figure V.V.3. Détails sur le maillage adopté.....	144
Figure V.V.4. Tests d'indépendance du maillage	145
Figure V.V.5. Comparaison des résultats numériques avec les résultats expérimentaux et théoriques	147
Figure V.V.6. Ligne de courant de vitesse pour différents rapports α	148

Figure V.V.7. Contours de température pour différent rapports α	148
Figure V.V.8. Contours du nombre de Nusselt sur les faces du cube pour divers Re_C et α	150
Figure V.V.9. Variations de \overline{Nu} en termes de rapports α à différents Re_C	151
Figure V.V.10. Variations de Cf en termes de rapports α à différents Re_C	152
Figure V.V.11. Variation de \overline{Nu} en fonction de φ_{hnf} à différents rapports α	152
Figure V.V.12. Variation de Δp en termes de φ_{hnf} à différents rapports α	153
Figure V.V.13. Variation de \overline{Nu} en termes de rapports α pour mono nanofluide et nanofluide hybride ternaire	154
Figure V.V.14. Lignes de courant de vitesse pour divers E	155
Figure V.V.15. Variations de Nu en fonction de E dans différents rapports α	156
Figure V.V.16. Contours de vitesse magnitude à différents β	157
Figure V.V.17. Contours de Nu sur les faces du cube pour différents β	158
Figure V.V.18. Variation de \overline{Nu} en termes de rapports α à différents β	158
Figure V.VI.1. Schéma de la plaque d'impact du jet	162
Figure V.VI.2. Représentation graphique du problème analysé	162
Figure V.VI.3. Détails sur le maillage adopté	163
Figure V.VI.4. Comparaison de nos résultats de simulation et des résultats expérimentaux et résultats numériques	165
Figure V.VI.5. Effet de Re on a) \overline{Nu} b) ΔP à différentes configurations de nanoparticules	167
Figure V.VI.6. Effet de φ_{hnf} on a) \overline{Nu} et b) ΔP à différentes configurations de nanoparticules	168
Figure V.VI.7. Répartition des contours de Nu sur la surface cible à différentes configurations de nanoparticules	169
Figure V.VI.8. Variations de vitesse des jets dans le plan médian longitudinal	170
Figure V.VI.9. Influence de α sur les contours de Nu	171
Figure V.VI.10. Effect of Re on a) \overline{Nu} et b) Δp at different α	172
Figure V.VII.1. Représentation graphique du problème	177
Figure V.VII.2. Représentation détaillée du maillage appliqué	178
Figure V.VII.3. Différence entre les résultats de la présente étude et ceux trouvés dans la littérature	180
Figure V.VII.4. Contours de la ligne de courant de température et de vitesse	181

Figure V.VII.5. Contours de température sur les faces du dissipateur thermique.....	183
Figure V.VII.6. Variations de a) \overline{Nu} and b) Δp en termes de ε à différents φ_{hnf}	184
Figure V.VII.7. Variations de a) \overline{Nu} and b) Δp en termes de dn à différents φ_{hnf}	185
Figure V.VII.8. Variations de a) \overline{Nu} and b) Δp en termes de φ_{hnf} à différents Da	186
Figure V.VII.9. Variations de a) \overline{Nu} and b) Δp en fonction de Re à différents φ_{hnf}	187
Figure V.VI.10. Variations de a) \overline{Nu} and b) Δp en fonction de ε à différents Re	188
Figure V.VII.11. Comparaison des nombres de Nusselt obtenus numériquement avec ceux obtenus par les corrélations proposées.....	189
Figure V.VII.12. Variations a) $S_{p,v}$, b) $S_{p,th}$, c) $S_{p,p}$, d) $S_{p,t}$ et e) Be en fonction de dn à différents φ_{hnf}	191
Figure V.VII.13. Variations de a) $S_{p,v}$, b) $S_{p,th}$, c) $S_{p,p}$, d) $S_{p,t}$ et e) Be en fonction de ε à différents Re	193
Figure V.VII.14. Variations de a) $S_{p,v}$, b) $S_{p,th}$, c) $S_{p,p}$, d) $S_{p,t}$ et e) Be en fonction de φ_{hnf} à différents Da	195
Figure V.VIII.1. Illustration du système de refroidissement du processeur utilisant un jet impactant.....	200
Figure V.VIII.2. Détails et dimensions du domaine de calcul	200
Figure V.VIII.3. Illustration précise du maillage appliqué	201
Figure V.VIII.4. Résultats de l'indépendance du maillage.....	202
Figure V.VIII.5. Comparaison des résultats actuels avec les données a) numériques et b) expérimentales	203
Figure V.VIII.6. Effet de Ha sur les contours de vitesse.....	204
Figure V.VIII.7. Contours du coefficient de transfert de chaleur pour divers φ_{hnf} et Ha	205
Figure V.VIII.8. Variation de a) \overline{Nu} and b) T (K) en fonction de φ_{hnf} à différents Ha	206
Figure V.VIII.9. Variation de a) Δp (Pa) et b) P_p (mW) en termes de φ_{hnf} à différents Ha ..	208
Figure V.VIII.10. Variation de a) Nu et b) T (K) en termes de Re à différents Ha	209
Figure V.VIII.11. Variation de η en fonction de φ_{hnf} à différents Ha	210
Figure V.VIII.12. Variation de η en fonction de Ha à différents Re	210
Figure V.VIII.13. Variation de \overline{Nu} en fonction de Re à différents φ_{hnf} pour a) Modèle monophasé et b) Modèle de mélange diphasique	211

Figure V.VIII.14. Comparaison des valeurs déduites numériquement de a) Nu et de b) coefficient f avec celles obtenues à l'aide des corrélations proposées	212
Figure V.IX.1. Représentation graphique d'un système de collecteur parabolique.....	216
Figure V.IX.2. Description graphique du sujet à l'étude	216
Figure V.IX.3. Représentation du maillage utilisé	218
Figure V.IX.4. Valeurs de y^+ sur la surface du tube ondulé	218
Figure V.IX.5. Comparaison des résultats de l'étude actuelle avec ceux de chen et al.	220
Figure V.IX.6. Contours du Nu et de la température pour différentes valeurs de PPI	221
Figure V.IX.7. Variation de \overline{Nu} en fonction de φ_{hnf} à différents PPI	223
Figure V. IX.8. Variation de f en fonction de φ_{hnf} à différents PPI.....	224
Figure V.IX.9. Variation de Δp en fonction de φ_{hnf} à différents PPI	226
Figure V.IX.10. Variation de η en fonction de φ_{hnf} à différents PPI.....	227
Figure V.X.1. Représentation graphique des dimensions du problème (Chauffage asymétrique)	231
Figure V.X.2. Image du maillage sélectionné.....	232
Figure V.X.3. Comparaison de nos résultats actuels avec les données DNS de Moser et al.....	233
Figure V.X.4. Comparaison de nos résultats avec ceux de nombreuses corrélations qui ont utilisé l'eau comme fluide de travail	235
Figure V.X.5. Comparaison de nos résultats avec ceux de plusieurs corrélations et expériences avec l'utilisation de nanofluides Al_2O_3 – eau du comme fluide de travail	236
Figure V.X.6. Variation de la fluctuation de la vitesse en fonction de y^+ à différents Re_τ ..	237
Figure V.X.7. Comparez les fluctuations de la vitesse dans la direction X avec (côté gauche) et sans (côté droit) dimensions lorsque a) le nombre de Reynolds est constant b) la vitesse globale est constante.	239
Figure V.X.8. Profils des fluctuations de vitesse dans la direction normale à la paroi	240
Figure V.X.9. Profils de a) vitesse et b) température dans la direction normale à la paroi	241
Figure V.IX.10. Profils de vitesse-température dans la direction normale à la paroi.....	242
Figure V.X.11. Profils des fluctuations de vitesse dans la direction normale à la paroi (Les profils chauds et froids sont dessinés à gauche et à droite, respectivement).....	244
Figure V.X.12. Profils de vitesse-température dans la direction normale à la paroi (Les profils chauds et froids sont dessinés à gauche et à droite, respectivement).....	246

Figure V.X.13. Profils de température dans la direction normale à la paroi	247
Figure V.XI.1. Types de dissipateurs thermiques.....	251
Figure V.XI.2. Descriptions graphiques du sujet à l'étude	252
Figure V.XI.3. Partie de maillage adopté	253
Figure V.XI.4. Vérification du maillage.....	253
Figure V.XI.5. Comparaison des valeurs du coefficient de transfert de chaleur moyen simulé avec celles obtenues expérimentalement.....	254
Figure V.XI.6. Variation des lignes de courant de vitesse en fonction de Re	255
Figure V.XI.7. Contours du nombre de Nusselt à différents Re	256
Figure V.XI.8. Contours du nombre de Nusselt à différents Re	257
Figure V.XI.9. Variation de \overline{Nu} en fonction de Re à différents φ_{hnf}	258
Figure V.XI.10. Variation de Cf en fonction de Re à différents φ_{hnf}	259
Figure V.XI.11. Variation de Nu en fonction de φ pour nanofluide simple et hybride	260
Figure V.XI.12. Variation de a) $S_{p,th}$ b) $S_{p,f}$ c) $S_{p,tot}$ d) Be en fonction de Re à différents φ_{hnf}	261

Liste des tableaux

Tableau I.1 Listes des conductivités thermiques de certains matériaux utilisés dans les nanofluides.....	10
Tableau III.1. Coefficients d'amélioration de la viscosité à 25 °C.....	51
Tableau III.2. Sphéricité et facteur de forme de différentes formes de nanoparticules	51
Tableau III.3. Propriétés thermo-physiques des fluides de base et des nanoparticules utilisées dans chaque application	54
Tableau V.II.1. Nombre de nœuds dans chaque maillage.....	89
Tableau V.III.1. Nombre de nœuds pour différents maillages (directions X et Y).....	106
Tableau V.III.2. Différentes distances entre J1 et J2	113
Tableau V.V.1. Critères de convergence des résultats	145
Tableau V.VI.1. Résultats de l'indépendance du maillage	164
Tableau V.VII.1. Effet de maillage	178
Tableau V.VII.2. Caractéristiques de la mousse métallique utilisée pour la validation.....	180
Tableau V.VIII.1. Impact de maillage	202
Tableau V.IX.1. Propriétés de la mousse métallique	217
Tableau V.IX.2. Résultats de l'indépendance du maillage	219
Tableau V.X.1. Propriétés du maillage utilisé près des parois chaudes	232
Tableau V.X.2. Comparaison des valeurs de vitesse calculées à partir des propriétés physiques a) des nanofluides b) de l'eau à un nombre de Reynolds constant.....	238
Tableau V.X.3. Impact des nanoparticules sur le coefficient de transfert de chaleur à différents Re_{τ}	248
Tableau V.X.4. Comparaison de l'amélioration du transfert de chaleur en chauffage symétrique et asymétrique.....	248

Introduction générale

Dans notre vie quotidienne, la production et la transmission de chaleur et d'énergie sont à la base des processus mécaniques et électriques dans de nombreuses installations industrielles. D'autre part, ces processus s'accompagnent toujours d'un dégagement de chaleur important pouvant endommager les différents appareils qui composent ces installations, ce qui rend plus que jamais d'actualité les problématiques liées à l'élimination de cette énergie nocive et l'objectif est de maintenir l'efficacité et la performance de ces différentes installations. Parmi les méthodes proposées pour éliminer la grande dissipation de chaleur, on trouve l'augmentation de la surface d'échange thermique et de la vitesse d'écoulement. Récemment, une nouvelle technologie est apparue, à savoir l'utilisation des nanofluides, que l'on peut considérer comme une méthode efficace pour être un outil de transfert de chaleur et d'énergie aujourd'hui et dans le futur. Il apparaît comme un sujet de recherche mondial en raison de son fort potentiel d'amélioration du taux de transfert de chaleur. En plus, de son potentiel d'utilisation dans de nombreuses applications telles que les échangeurs de chaleur, les systèmes électriques, les systèmes d'énergie solaire et les appareils électroniques, remplaçant les fluides caloporteurs traditionnels comme l'air, l'eau, l'huile, etc. Ici, nous sommes confrontés à trois questions importantes:

- ✚ Qu'est-ce qu'un nanofluide simple et hybride ?
- ✚ Quelles sont leurs propriétés intéressantes qui les rendent importantes dans le domaine du transfert de chaleur ?
- ✚ Quels sont les domaines de leurs applications et les limites de leurs utilisations ?

Les nanofluides sont des particules de taille nanométrique (dont le diamètre est typiquement inférieur à 100 nanomètres), appelées nanoparticules, dispersés dans un fluide de base tels que l'eau, l'huile, l'éthylène glycol et les sels fondus. Ces nanofluides sont également appelés solutions colloïdales et sont considérés comme une nouvelle technologie prometteuse dans le cadre du transfert de chaleur, notamment dans le domaine du refroidissement des appareils électroniques. Les nanoparticules utilisées dans ce type d'études sont constituées d'un métal (Cu, Zn, Ag, etc.), d'un oxyde métallique (Al_2O_3 , CuO, TiO_2 , SiO_2 etc.), des nanotubes de carbone (CNT), graphène (Gr), qui améliore la conductivité thermique du fluide de base utilisé, permettant un meilleur transfert de chaleur. De plus, ils ont une forme spécifique telle que sphérique, cylindrique, etc. En fait, l'idée est d'améliorer les propriétés thermiques des fluides caloporteurs en introduisant une

phase solide avec une conductivité thermique très élevée, obtenant ainsi des nanofluides avec une conductivité thermique significativement beaucoup plus élevée que les fluides de base, qui augmente avec l'augmentation de la concentration des nanoparticules. De nos jours, pour mieux améliorer les propriétés thermophysiques des nanofluides simples, un type de fluide appelé nanofluide hybride a été utilisé. Ce type de fluide est obtenu en ajoutant deux ou plusieurs nanoparticules différentes au fluide de base, ce qui rend sa conductivité thermique supérieure à celle observée dans les fluides purs ou dans les nanofluides conventionnels (Les nanofluides mono-particules).

D'après ce que nous avons appris jusqu'à présent, l'introduction de nanoparticules dans un fluide de base peut modifier ses propriétés thermophysiques, permettant la formation de liquides appelés nanofluides. Mais ce qui nous intéresse et nous cherchons à y répondre :

- ✚ L'utilisation de ces fluides s'accompagne-t-elle ou non d'une perte d'énergie du système ?
- ✚ Comment l'augmentation du diamètre et du volume fraction de nanoparticules dispersées dans le fluide de travail affecte-t-elle l'énergie du système ?

Pour répondre à cette question, j'ai utilisé le concept d'entropie, qui a été introduit pour la première fois en 1865 par Clausius. Il exprime une mesure de l'énergie thermique d'un système par unité de température qui n'est pas disponible pour effectuer un travail utile. Étant donné que le travail est obtenu à partir du mouvement moléculaire ordonné, la quantité d'entropie est également une mesure du désordre moléculaire, ou du caractère aléatoire, dans le système. Elle peut également être définie comme une quantité qui mesure le degré de désordre du système, et caractérise l'incapacité de l'énergie du système à fournir du travail, car plus cette quantité est grande, plus l'énergie dissipée est importante.

D'autre part, étant donné que le domaine de l'énergie solaire propre est le domaine le plus étudié et développé ces derniers temps. Un sujet très important a attiré notre attention lors de la recherche sur ce sujet, qui est la possibilité d'utiliser ces nanofluides dans les centrales solaires à concentration pour transmettre et stocker l'énergie solaire, mais la question à laquelle j'ai cherché une réponse est :

- ✚ L'application de ces nanofluides réussira-t-elle dans ce domaine malgré les températures de fonctionnement très élevées ?

- ✚ La modification de l'état physique des fluides de base traditionnels à haute température élimine-t-elle la possibilité d'appliquer ces nanofluides dans les centrales solaires, ou existe-t-il d'autres moyens de les utiliser ?

Nous savons que parmi les sources d'énergie durables, l'énergie solaire a été largement étudiée par les chercheurs en raison de ses avantages d'être gratuite, propre et riche en ressources. La recherche sur les applications de la technologie de l'énergie solaire s'est développée rapidement et les chercheurs de nombreux pays développent vigoureusement des systèmes solaires pour produire de l'éclairage, du chauffage et de l'électricité propre. En effet, la source renouvelable de rayonnement solaire est abondante et peut être facilement transférée sous forme d'énergie thermique pour être ensuite convertie en électricité via un cycle d'alimentation. La plupart des problèmes auxquels sont confrontés les chercheurs et ingénieurs dans ce domaine résident dans le choix des fluides utilisés, car ils doivent avoir des propriétés thermophysiques spécifiques, notamment la possibilité de les utiliser à des températures plus élevées que celles utilisées dans les fluides conventionnels (huile et eau) sans changer leur forme ou perdre leurs propriétés. Parmi les fluides proposés, l'utilisation de sels fondus comme fluide caloporteur a été appliquée ces dernières années, car elle permet de travailler dans une large plage de température. Leur inconvénient est qu'ils ont un faible taux de transfert de chaleur, ce qui limite leur mise en œuvre industrielle. Par conséquent, l'amélioration de leurs propriétés thermophysiques (la chaleur spécifique, et la conductivité thermique) est la seule clé pour développer des systèmes de stockage et de transmission d'énergie thermique dans les centrales solaires à concentration.

En conclusion de ce qui est disponible dans la littérature, la technologie nanofluidique est devenue un excellent candidat pour remplacer les fluides conventionnels dans de nombreuses applications industrielles.

Après avoir fait une recherche bibliographique approfondie sur les nanofluides, nous avons eu beaucoup de questions, de points d'exclamation et d'interrogations avant d'aborder le sujet de cette thèse, car c'est un sujet limité et ses applications sont larges. En raison des limitations des capacités matérielles du laboratoire et de son incapacité à se donner les moyens de réaliser de véritables expérimentations sur ce sujet. Nous sommes arrivés au fait que la seule façon de répondre à nos questions est de s'appuyer sur la théorie de la simulation à l'aide du programme Ansys-Fluent, qui est considéré comme le programme le plus puissant et le plus fiable pour effectuer des simulations dans le domaine du transfert de chaleur et des fluides.

Objectifs

Les principaux objectifs de cette thèse sont identifiés dans les points suivants :

- ✚ Réalisation de plusieurs études numériques bi et tridimensionnelle sur le transfert de chaleur et l'écoulement des fluides dans les jets et canaux d'impact à l'aide de nanofluides hybrides.
- ✚ Réalisation d'études à basse et haute vitesse d'écoulement (Régime laminaire et turbulent) avec l'utilisation de nombreux modèles de turbulence tels que : $k-\epsilon$, SST- $k-\omega$ et LES pour la modélisation d'écoulement turbulent.
- ✚ Modélisation du transfert de chaleur et du mouvement des nanofluides conventionnels et hybrides à l'aide d'un modèle monophasique et diphasique.
- ✚ Étudier l'effet de nombreux types, formes et fraction volumique des nanoparticules sur le taux de transfert de chaleur.
- ✚ Comparaison entre les nanofluides simples (conventionnels) et hybrides.
- ✚ Étudier l'effet de la combinaison de différentes formes de nanofluides (nanofluides hybrides binaires et ternaires) sur le taux de transfert thermique.
- ✚ Comparaison de plusieurs formes de nanoparticules en termes de taux de transfert de chaleur et la chute de pression.
- ✚ Étude de l'effet de l'utilisation d'une paroi ondulée par rapport à une paroi droite sur le comportement d'écoulement, le transfert de chaleur et la production d'entropie.
- ✚ Utilisation du concept d'entropie pour évaluer les pertes d'énergie dans de nombreux systèmes.
- ✚ Étude de l'effet de la combinaison d'écoulement transversal et à un jet impactant sur le comportement des fluides et le transfert de chaleur.
- ✚ Étude de l'effet des matériaux poreux sur le transfert de chaleur, la chute de pression et la production d'entropie.
- ✚ Examiner l'effet du champ magnétique sur la stabilité de l'écoulement, le taux d'échange de chaleur, l'efficacité thermique et la chute de pression.
- ✚ Suggérer des corrélations pour faciliter l'obtention de certains résultats intéressants.
- ✚ Étudier l'effet des nanoparticules hybrides sur les sels fondus utilisés dans les centrales solaires.

- ✚ Comparaison de plusieurs nanofluides hybrides à base de sels fondus.
- ✚ Effectuer une analyse numérique complète à l'aide du modèle de simulation à grandes échelles pour évaluer l'impact des nanoparticules sur la contrainte de cisaillement turbulente et le flux de chaleur turbulente.
- ✚ Faire une comparaison entre deux types de dissipateurs thermiques les plus connus, qui sont les dissipateurs thermiques à ailettes et les dissipateurs thermiques à vis carrées.

Organisation de la thèse

Cette thèse comprend une introduction générale, cinq chapitres et une conclusion générale. À commencer par l'introduction, elle fournit une vue d'ensemble des nanofluides et aborde diverses questions rencontrées lors de la recherche bibliographique.

- ✚ Le premier chapitre examine les nanofluides et leurs types, formes, applications, avantages et inconvénients.
- ✚ Le deuxième chapitre met en avant les résultats de recherches bibliographiques sur l'amélioration des transferts de chaleur dans les canaux ondulés et les jets impactant en présence des nanofluides, milieux poreux, champs magnétiques, sels fondus, etc.
- ✚ Le troisième chapitre présente les méthodes pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides, simples ou hybrides, à l'aide du modèle monophasique et du modèle de mélange à deux phases.
- ✚ Le quatrième chapitre décrit les modèles mathématiques et les équations gouvernantes ainsi que les procédures de calcul utilisées pour simuler l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur.
- ✚ Le cinquième chapitre, le plus grand, rassemble les résultats de toutes les études menées dans cette thèse.

Enfin, la thèse s'achève par des conclusions générales tirées des cas étudiés, des perspectives et des recommandations futures liées à la problématique abordée.

CHAPITRE I

Généralités sur les nanofluides

SOMMAIRE

I.1. INTRODUCTION	7
I.2. NOTIONS DE BASE	7
I.3. GÉNÉRALITÉS SUR LES NANOFUIDES	7
I.3.1. Types de nanofluides	8
I.3.1.1. Nanofluides simples	8
I.3.1.2. Nanofluides hybrides.....	11
I.3.2. Formes des nanoparticules.....	13
I.3.3. Applications des nanofluides	14
I.4. BILAN SUR LES NANOFUIDES	15
I.4.1. Avantages des nanofluides	15
I.4.2. Inconvénients des nanofluides	16
I.5. CONCLUSION	16

I.1. INTRODUCTION

La consommation d'énergie est essentielle pour le fonctionnement quotidien des sociétés modernes. Au cours du siècle dernier, la demande mondiale en énergie a considérablement augmenté, en raison principalement de l'augmentation des transports, des activités quotidiennes qui dépendent de l'énergie, de la croissance démographique et du développement industriel. Par conséquent, la croissance de la consommation d'énergie nous oblige à opérer une transition énergétique, qui exige des efforts de recherche visant à créer des solutions innovantes, intelligentes, durables et efficaces. Le transfert de chaleur est très important dans de nombreux processus industriels, tels que les appareils électroniques, les réfrigérateurs, les échangeurs de chaleur, les systèmes d'énergie solaire, le chauffage et le refroidissement des bâtiments. Ainsi, l'optimisation du transfert de chaleur est un facteur clé pour optimiser divers processus industriels. Ces fluides sont appelés nanofluides. Dans cette partie, nous fournissons une étude descriptive des nanofluides conventionnels et hybrides, leurs types, formes, applications, avantages et inconvénients.

I.2. NOTIONS DE BASE

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi. La quantité de chaleur échangée par unité de temps dépend de plusieurs paramètres: la différence de température entre la paroi et le fluide, la vitesse du fluide, la capacité thermique massique du fluide, la surface d'échange, l'état de surface du solide et sa dimension, ...etc. La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection naturelle (libre), convection forcée et convection mixte. Le phénomène de convection naturelle thermique apparaît spontanément, sous le seul effet des différences de masse volumique résultantes des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (Le champ gravitationnel ...). Le phénomène de convection forcée apparaît quand le mouvement du fluide est imposé par une cause mécanique extérieure (pompe, ventilateur ...) au système. La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convection naturelle et forcée) quand les vitesses d'écoulement, fictives, dues aux deux types de convections sont considérées séparément, du même ordre de grandeur.

I.3. GÉNÉRALITÉS SUR LES NANOFUIDES

Les nanofluides sont des particules de taille nanométrique, c'est-à-dire de particules de taille inférieure à 100 nanomètres appelées nanoparticules dispersées dans un liquide basique dans le but d'en améliorer certaines propriétés. Ce type de nanofluides suscite un grand intérêt depuis la

découverte de leurs propriétés thermiques particulières. Comme les nanoparticules contribuent à améliorer le transfert de chaleur, les particules à très haute conductivité contribuent à augmenter la conductivité thermique effective du mélange tandis que la qualité du liquide de base augmente les performances thermiques. Malgré ces avantages, certaines nanoparticules souffrent d'instabilité dans le temps (Certaines nanoparticules interagissent au sein du fluide base) et conduisent à l'agglomération des nanoparticules, ce qui entraîne une hétérogénéité dans l'écoulement et une sédimentation peut se produire, surtout si les nanoparticules sont de grand diamètre.

I.3.1. Types de nanofluides

Pour la formation de nanofluides, différents types de nanomatériaux sont utilisés en suspension dans un liquide de base (Par exemple: eau, huile, éthylène glycol). Parmi les nanomatériaux largement répandus, on trouve des nanoparticules à un seul élément (Par exemple: Cu, Fe et Ag), d'un oxyde d'un seul élément (Par exemple: CuO, Al₂O₃ et TiO₂), des nitrures métalliques (par exemple: AlN, TiN et SiN) d'oxydes multiéléments (Par exemple: CuZnFe₄O₄, ZnFe₂O₄ et NiFe₂O₄), des alliages (Par exemple: Ag – Cu, Fe – Ni et Cu – Zn), des matériaux carbonés (Par exemple: du diamant, du graphite, du carbone nanotubes) et des carbures métalliques (Par exemple: ZrC, TiC et SiC), en suspension dans un fluide de base (Par exemple: eau, huile, éthylène glycol). On peut généralement distinguer deux grandes catégories: Nanofluides simples et Hybrides.

I.3.1.1. Nanofluides simples

Les nanofluides simples ou nanofluides monomatériaux (voir Figure I.1.) ont été proposé pour la première fois par Choi et Eastman en 1995 [1], qui ont proposé l'utilisation de nanoparticules métalliques dans les fluides caloporteurs courants afin d'augmenter leurs conductivités thermiques et ainsi contribuer à un meilleur transfert de chaleur. Leur idée est née du constat que les fluides couramment utilisés pour les applications de transfert de chaleur ont une conductivité thermique très faible, 10 à 1000 fois inférieure, par rapport aux solides et notamment aux métaux, comme indiqué dans le Tableau I.1. Nous pouvons trouver les nanofluides monomatériaux dans différents types tels que: métaux purs, oxydes métalliques, carbures, matériaux carbonés, etc.

Selon des études préliminaires, une faible concentration de nanoparticules permet de multiplier par deux la conductivité thermique de l'eau. Bien que l'idée d'ajouter des particules

solides à un fluide pour modifier sa conductivité thermique ait déjà été proposée par Maxwell en 1873 [2], elle n'avait pas de réel intérêt jusqu'à ce que la nanotechnologie se développe. En effet, à l'époque de Maxwell, seules des particules de l'ordre du millimètre voire du micromètre étaient possibles. Cela provoquait principalement des problèmes de stabilité dus de la sédimentation de grosses particules. Lorsque la taille des nanoparticules est très petite, les nanoparticules sont censées être plus stables, moins sujettes aux précipitations et permettre un meilleur transfert de chaleur que les particules plus grosses. Il est donc naturel que les nanofluides deviennent des fluides caloporteurs prometteurs. Ces nanoparticules peuvent se présenter sous différentes formes, sphérique, cylindrique...etc, et le rapport des particules dans le liquide de base contrôle les propriétés physiques du nanofluide.

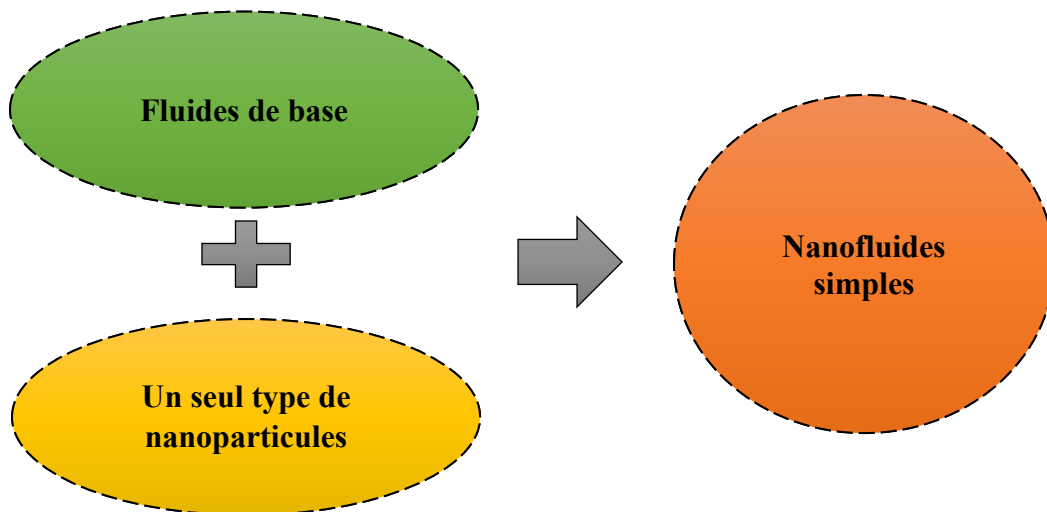


Figure I.1. Organigramme lié aux nanofluides simple

Tableau I.1. Listes des conductivités thermiques de certains matériaux utilisés dans les nanofluides

	Matériaux	k (W m⁻¹K⁻¹)
Fluides de base	Eau (H ₂ O)	0.60
	Éthylène glycol	0.25
	Huiles	0.15
Solides métalliques	Argent (Ag)	420
	Cuivre (Cu)	380
	Or (Au)	3.17
	Aluminium (Al)	226
	Titane (Ti)	20.9
Solides non métalliques	Nanotube de carbone (CNT)	3000
	Oxyde de cuivre (CuO)	40
	Graphene (Gr)	2000
	Dioxyde de titane (TiO ₂)	8.4
	Oxyde de Aluminium (Al ₂ O ₃)	36
	Dioxyde de silicium (TiO ₂)	1.4

Dans la dernière partie du XXe siècle, l'intérêt des chercheurs pour le domaine des nanofluides est apparu et cela se traduit par l'augmentation du nombre d'études liées aux nanofluides qui sont publiées annuellement. Selon la Figure I.2. Le nombre de publications tous les cinq ans contenant le mot « nanofluidique » référencées dans la base de données en ligne Scopus est en augmentation depuis 1995, atteignant un total de 20700 documents en 2022. Les premières études ont porté principalement sur les propriétés thermophysiques des nanofluides à très forte majorité de conductivités thermiques. Plus tard, l'intérêt a commencé à se déplacer vers l'utilisation de nanofluides en écoulement, puis il est devenu nécessaire de la détermination d'autres propriétés thermophysiques, telles que la chaleur spécifique et la viscosité.

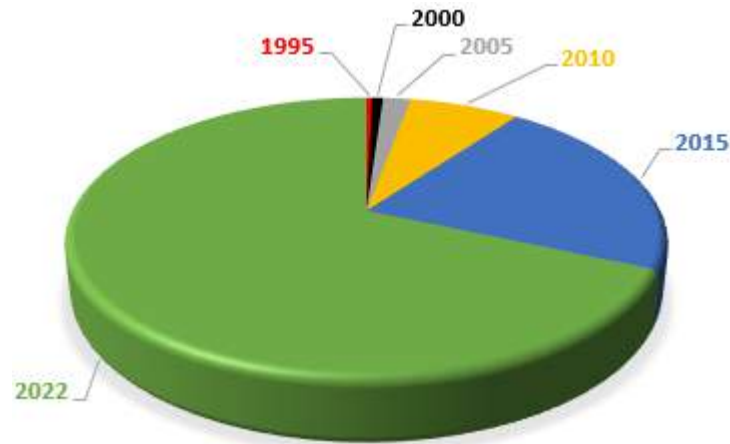


Figure I.2. Comparaison de la proportion de publications contenant le mot-clé « nanofluides » depuis 1995, selon la base de données en ligne Scopus

I.3.1.2. Nanofluides hybrides

Les nanofluides hybrides ne sont rien d'autre que lorsque deux ou plusieurs nanoparticules sont mélangées dans un certain rapport avec les fluides de base pour former une nouvelle classe de nanofluides qui peuvent améliorer ensemble les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement (voire Figure I.3.). Les nano fluides hybrides ont été étudiés pour la première fois par Jana et al. en 2007 [3], afin d'améliorer la conductivité thermique du fluide au-delà de celle d'un nanofluide conventionnel de type monomatériau. Les nanofluides hybrides sont une catégorie développée de nanofluides qui sont constitués d'une consolidation de plus d'un type de nanoparticules (qui combinent deux ou plusieurs types de nanoparticules) en suspension dans un fluide de base. On peut trouver des exemples tels que: Ag – MgO/H₂O nanofluide hybride, Ag – Cu/H₂O nanofluide hybride ... etc. En fait, les nanoparticules hybrides pourraient être synthétisées par des méthodes chimiques ou physiques. En termes de littérature, les nanofluides hybrides ne sont pas explorés dans une plus grande mesure et nécessitent une attention particulière. D'après diverses autres recherches, les nanofluides hybrides se sont avérés avoir de meilleures applications de transfert de chaleur et ont un grand potentiel pour résoudre les problèmes associés à la rhéologie des nanofluides à une seule particule pour une application réussie.

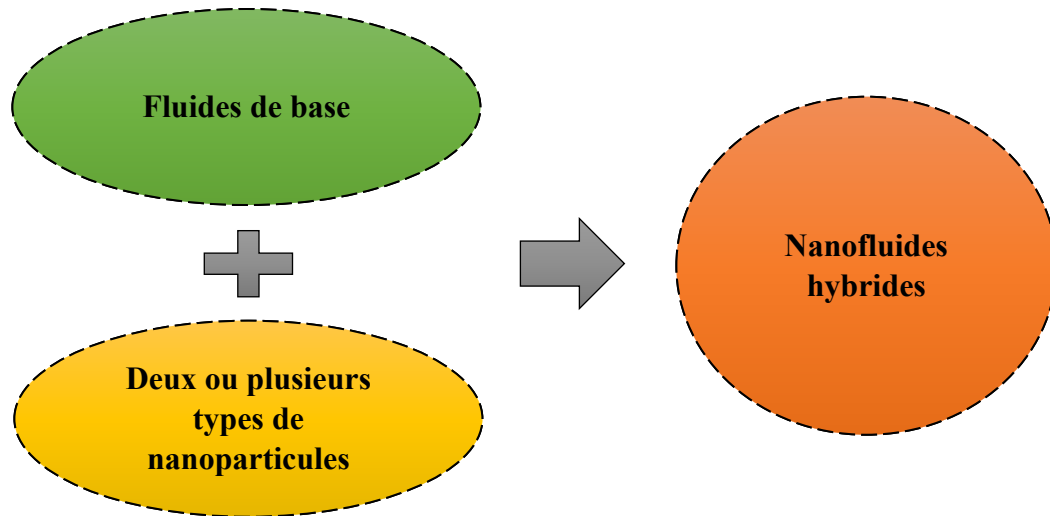


Figure I.3. Organigramme lié aux nanofluides hybrides

Figure I.4. Représente une comparaison simple du nombre d'articles publiés sur la plateforme Scopus entre les nanofluides simples et hybrides de 2010 à 2022. Notons que l'intérêt des chercheurs pour le domaine des nanofluides hybrides par rapport aux nanofluides simples n'a que récemment commencé à s'accroître. Par exemple, en 2010, 480 articles ont été publiés sur les nanofluides hybrides, tandis que 2418 articles ont été publiés sur les nanofluides simples, ce qui signifie qu'à chaque article publié sur les nanofluides hybrides correspondent environ cinq articles publiés sur les nanofluides simples. En 2022, on note que pour deux articles publiés sur les nanofluides hybrides, il y a environ 3 articles publiés sur les nanofluides simples. C'est la preuve que l'intérêt des chercheurs pour les nanofluides hybrides augmente d'année en année. En 2030, on s'attend à ce que l'intérêt des chercheurs se porte sur le domaine des nanofluides hybrides plutôt que sur les fluides simples.

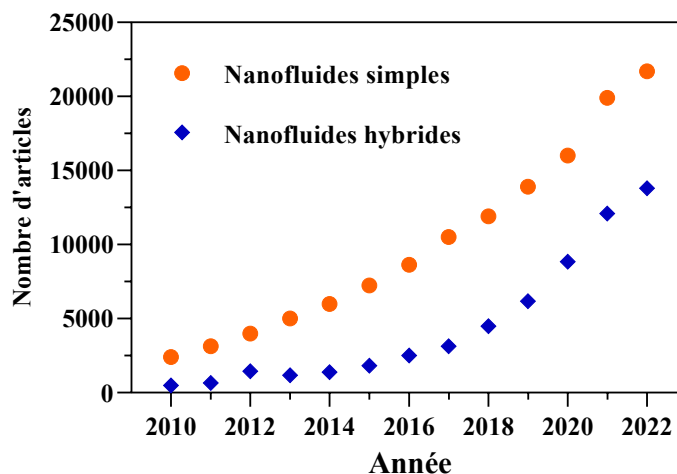


Figure I.4. Nombre d'articles publiés sur la plateforme Scopus entre les nanofluides simples et hybrides de 2010 à 2022

I.3.2. Formes des nanoparticules

Les propriétés rhéologiques sont fortement liées à la microstructure des nanofluides. Les nanoparticules en suspension dans un fluide de base sont en mouvement aléatoire sous l'influence de plusieurs forces agissantes. Telles que le mouvement brownien (la force de Langevin, qui est une fonction aléatoire du temps et reflète la structure atomique du milieu), résistance visqueuse (force de traînée de Stokes), interaction intermoléculaire de Van der Waals (forces de répulsion, de polarisation et de dispersion) et l'interaction électrostatique (Coulomb) entre les ions et les dipôles. Les nanoparticules en suspension peuvent être bien dispersées (les particules se déplacent indépendamment) ou agglomérées (des ensembles de particules se déplacent ensemble). Selon la concentration de particules et l'ampleur de l'interaction particule-particule qui sont affectées par le pH, les additifs tensioactifs et la taille et la forme des particules. Figure I.5. Montre les formes les plus populaires de nanoparticules disponibles dans la littérature qui ont été examinées dans cette étude.

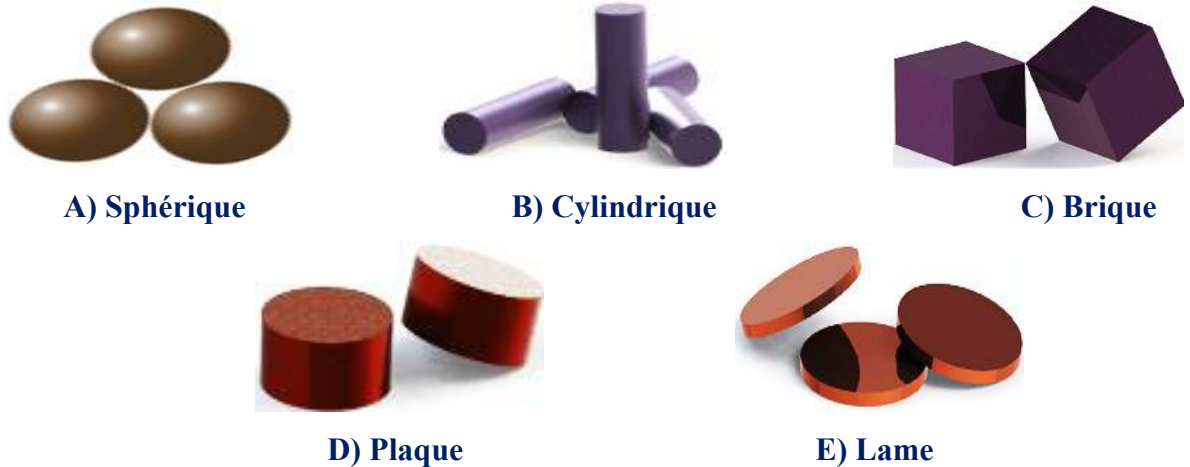


Figure I.5. Formes de nanoparticules

I.3.3. Applications des nanofluides

Partant du fait que les solides ont des propriétés thermiques intrinsèques supérieures aux fluides caloporteurs classiques comme l'eau, l'éthylène glycol, le propylène glycol et l'huile moteurs (voir Tableau I.1), l'introduction de particules solides millimétriques et micrométriques dans les fluides pour améliorer leurs propriétés a été initiée dans les dernières décennies du XXe siècle. Plus récemment, le concept de « nanofluides » a été introduit par des chercheurs qui ont proposé l'utilisation de particules nanométriques, qui rendent la solution plus stable que dans le cas de particules plus grosses en raison de l'effet de taille et du mouvement brownien des nanoparticules dans le fluide. Depuis lors, ce sujet et les questions connexes suscitent un intérêt croissant dans le monde entier, en raison du grand nombre d'applications où les nanofluides pourraient être utilisés en remplacement des fluides courants (voir Figure I.6.). L'enjeu clé de la recherche sur les nanofluides, au vu des applications, est de préparer des solutions stables, pour augmenter la conductivité thermique du liquide, sans augmentation importante de la viscosité. De nombreux facteurs peuvent affecter la conductivité thermique d'un nanofluide, comme les autres propriétés thermophysiques, telles que la taille des particules, la forme des particules, la concentration des nanoparticules et l'ajout de tensioactif.

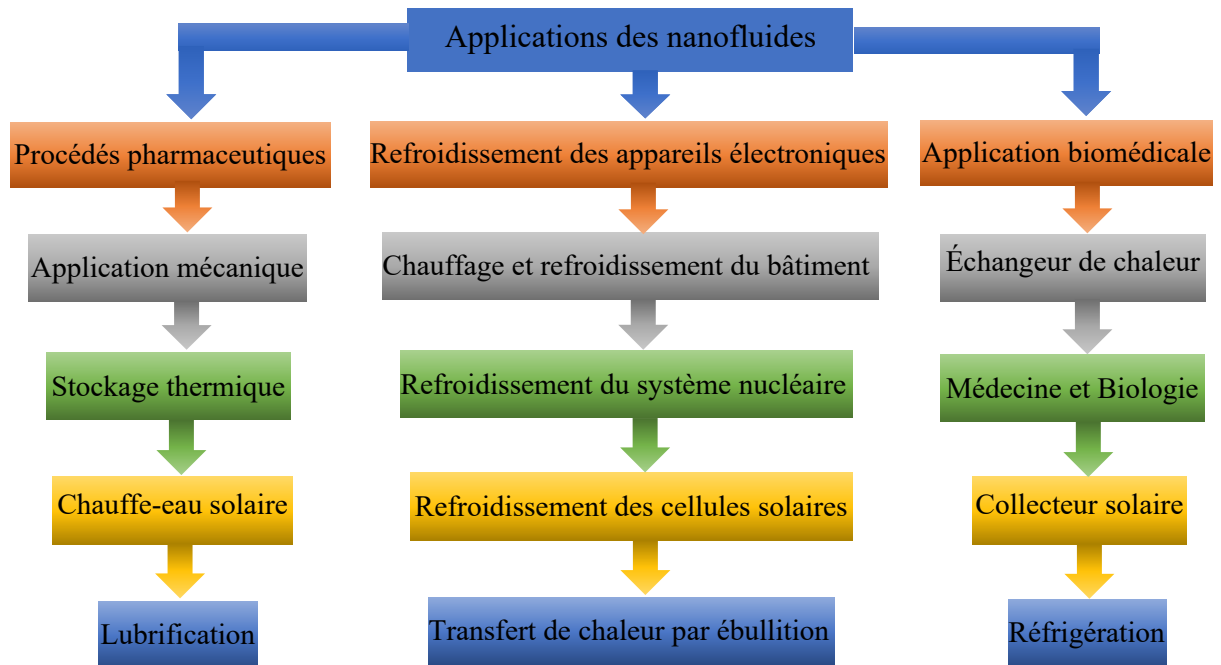


Figure I.6. Applications générales des nanofluides

I.4. BILAN SUR LES NANOFUIDES

Après avoir mené une étude sur les différents nanofluides présentés par divers articles, j'ai conclu que l'utilisation des nanofluides présente à la fois des avantages et des inconvénients. Tout d'abord, les différents auteurs s'accordent tous sur le fait que les nanofluides augmentent significativement le transfert de chaleur ainsi que la viscosité. Je vais essayer de résumer les avantages et les inconvénients les plus importants notés par la plupart des auteurs et chercheurs :

I.4.1. Avantages des nanofluides

- ✚ En raison de la taille incroyablement petite des particules, elles sont essentiellement fluidisées. Leur permettant de passer à travers les pompes, les microcanaux et les tuyauteries sans aucun effet indésirable.
- ✚ Les nanoparticules agissent comme milieu d'absorption permettant au nanofluide d'absorber directement la chaleur ou l'énergie (comme l'énergie solaire par exemple).
- ✚ Une grande surface de transfert de chaleur entre les particules et les fluides.
- ✚ L'ajout de nanoparticules solides aux fluides de base augmente leur conductivité thermique.

- ✚ Les nanofluides ont montré leur capacité à modifier les propriétés de transport et de transfert de chaleur du fluide de base, ce qui constitue un grand potentiel d'amélioration pour les processus de transfert de chaleur.

Parlant de l'importance des nanofluides dans les systèmes d'énergie solaire à concentration, ils présentent de grands avantages, parmi lesquels nous mentionnons :

- ✚ L'amélioration de l'efficacité et de l'uniformité de la température du récepteur est possible en ajustant la taille des nanoparticules et concentration.
- ✚ Un transfert de chaleur amélioré peut entraîner une amélioration des performances du récepteur.
- ✚ L'efficacité d'absorption peut être modifiée en ajustant la taille, la forme et la concentration en fonction des conditions.
- ✚ Compatibilité chimique et absence d'érosion physique avec les matériaux du récipient.

I.4.2. Inconvénients des nanofluides

- ✚ Les coûts de production des nanoparticules et la difficulté de préparer des nanofluides stables.
- ✚ L'ajout de nanoparticules solides aux fluides de base diminue leur capacité calorifique et augmenter leur viscosité.
- ✚ L'utilisation de nanoparticules avec des fluides de base entraîne une augmentation de la chute de pression (perte de charge) et de la puissance de pompage requise.
- ✚ Actuellement, l'application des nanofluides dans l'industrie est encore très limitée.

I.5. CONCLUSION

Nous avons consacré ce chapitre à la présentation des concepts de base et des généralités sur la convection, des nanofluides conventionnels et hybrides, leurs types et formes, et leurs applications.

Parmi les résultats les plus importants que nous avons conclus, nous mentionnons :

- ✚ La technologie nanofluidique est une bonne option pour remplacer les liquides conventionnels.
- ✚ Les utilisations des nanofluides sont très variées, car elles incluent les domaines de l'ingénierie, de la médecine, de l'industrie, etc.
- ✚ Il est nécessaire de sélectionner avec soin les nanoparticules dispersées dans les fluides de base.

- ✚ Les nanoparticules à haute conductivité sont préférées dans le domaine du transfert de chaleur, tandis que les nanoparticules à haute chaleur spécifique sont préférées dans le domaine du stockage d'énergie.
- ✚ Les nanoparticules métalliques sont les plus utilisées en raison de leur conductivité thermique élevée et de leurs faibles coûts de production.
- ✚ La technique de combiner des nanoparticules pour former des nanofluides hybrides est une technologie moderne qui remplacera à l'avenir les nanofluides traditionnels.
- ✚ Bien que les nanofluides présentent des avantages, ils présentent également des inconvénients.

CHAPITRE II

Synthèse Bibliographique

SOMMAIRE

II.1. INTRODUCTION.....	19
II.2. RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE.....	19
II.2.1. Canal ondulé.....	19
II.2.2. Jet impactant.....	22
II.2.3. Champs magnétiques.....	30
II.2.4. Milieux poreux	33
II.2.5. Nanofluide hybride à base de sel fondu.....	37
II.3. CONCLUSION	42

II.1. INTRODUCTION

Les fluides de base souvent utilisés dans les applications de transfert de chaleur ont des conductivités thermiques très faibles, ce qui limite parfois leur capacité de transfert de chaleur. Le développement de fluides caloporteurs plus efficaces pourrait entraîner des gains de performances thermiques considérables. C'est pourquoi la technologie des nanofluides est l'une des plus utilisées ces derniers temps, en raison de sa simplicité et de son efficacité. Les nanofluides sont des fluides de transfert de chaleur prometteurs dotés de propriétés thermophysiques améliorées et leurs performances de transfert de chaleur peuvent être appliquées à de nombreux dispositifs pour des performances améliorées (c'est-à-dire l'énergie, le transfert de chaleur et d'autres performances). Cette partie de la thèse résume une revue complète des applications et des défis des nanofluides.

II.2. RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

La recherche sur le transfert de chaleur par convection à l'aide de suspensions de particules solides de taille nanométrique dans des liquides de base n'a commencé qu'au cours de la dernière décennie. Des recherches récentes sur les nanofluides, comme ces suspensions sont souvent appelées, indiquent que les nanoparticules en suspension modifient considérablement les propriétés de transport et les caractéristiques de transfert de chaleur de la suspension. Cette partie vise à donner un aperçu de la littérature sur les nanofluides, la convection naturelle, forcée et mixte dans les canaux ondulés, jets impactant, milieu poreux, champ magnétique, récepteurs solairesetc, et leurs utilisations dans diverses applications pertinentes au sujet de cette thèse. À partir de ce contexte, je vais essayer de résumer les études les plus importantes publiées dans ces domaines:

II.2.1. Canal ondulé

Le transfert de chaleur par convection forcée vers ou depuis un milieu fluide, s'écoulant à travers un conduit, a de nombreuses applications telles que les échangeurs de chaleur, les chaudières, les évaporateurs, les condenseurs, les capteurs d'énergie solaire et divers autres équipements de traitement thermique. En règle générale, un milieu fluide chaud ou froid (air, eau, huile, ...etc.) est pompé à travers un conduit (principalement circulaire ou rectangulaire) où un transfert de chaleur se produit entre le fluide qui se déplace et le fluide qui entoure le conduit. L'efficacité du transfert de chaleur d'un tel processus dépend de nombreux paramètres

géométriques et d'écoulement comme le nombre de Reynolds, les propriétés thermiques du milieu fluide, les configurations de problèmes, ...etc. Il a été un sujet de recherche florissant pour de nombreux chercheurs en transfert de chaleur. L'amélioration du transfert de chaleur peut être obtenue par des méthodes passives telles que la modification de la géométrie de la surface de la paroi du tuyau pour augmenter la zone de contact surface-fluide (rugosité ou ondulations) ou la modification des propriétés thermiques, telles que la conductivité, la chaleur spécifique, ...etc, du fluide. En fait, l'amélioration du transfert de chaleur a été l'objectif principal de cette recherche au fil des ans. Une méthode largement utilisée pour l'adaptation de la géométrie de surface a été l'utilisation de surfaces de tuyau ondulées où la surface de contact peut être remarquablement augmentée sur une longueur fixe du conduit. Les ondulations induisent une sorte de perturbation de l'écoulement près de la surface du tuyau, ce qui réduit à son tour l'épaisseur de la couche limite de température (entraînant un gradient de température plus important), améliorant ainsi le transfert de chaleur. De plus, le mélange du fluide de recirculation dans les cavités d'ondulation près de la paroi du tuyau et du fluide principal central éloigné de la paroi est renforcé, ce qui entraîne un transfert de chaleur global accru. L'inconvénient de l'utilisation d'un tuyau ondulé est une augmentation correspondante du facteur de frottement, ce qui entraîne une chute de pression plus importante et une puissance de pompage plus élevée par rapport à celle d'un tuyau ordinaire. De nombreux types de géométries d'ondulations peuvent être utilisés, y compris des ondulations périodiques ondulées et en spirale hélicoïdale, des ondulations nervurées et des ondulations alvéolées, entre autres. Différents types d'ondulations ondulées périodiques, telles que les ondulations sinusoïdales, semi-circulaires et en dents de scie, ont été examinées par divers chercheurs. Manavi et al. [4] ont effectué des recherches numériques sur l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur dans le canal ondulé. Les chercheurs ont découvert que les augmentations de nombre de Reynolds et de volume fraction de nanoparticules augmentent le taux de transfert de chaleur. Vanaki et al. [5] ont étudié les effets de divers nanofluides sur les champs fluides et thermiques. L'analyse montre que le nanofluide SiO₂-eau avec la forme de nanoparticules plaquettaires offre la meilleure efficacité de transfert de chaleur par rapport aux autres formes de nanoparticules. Une simulation numérique sur les coffrages muraux a été examinée par Ferley et Ormiston [6]. Les résultats révèlent que la forme sinusoïdale ondulée a généralement les valeurs les plus élevées de nombre de Nusselt par rapport aux autres formes. Dormohammadi et al. [7] effectué le transfert de chaleur et la production d'entropie du nanofluide. Les résultats ont montré

que l'augmentation de volume fraction de nanoparticules entraîne une augmentation de nombre de Nusselt. En outre, les chercheurs ont affirmé que le taux de génération global d'entropie diminue à mesure que le nombre de Richardson augmente. Sadripour [8] a analysé les caractéristiques de transfert de chaleur dans un conduit ondulé. Les résultats indiquent qu'une augmentation de nombre de Reynolds entraîne une diminution du critère d'évaluation de la performance (PEC). Mei et al. [9] ont étudié expérimentalement l'impact du champ magnétique sur les performances du nanofluide $\text{Fe}_3\text{O}_4/\text{eau}$. Les données ont indiqué qu'une augmentation de l'intensité du champ magnétique, nombre de Reynolds et de volume de fraction conduit à une amélioration dans le nombre de Nusselt. Les chercheurs ont également affirmé que l'efficacité thermique du tube ondulé est meilleure que celle du tube lisse. Ajeel et al. [10] ont étudié les caractéristiques de transfert de chaleur dans un canal ondulé en demi-cercle avec un nanofluide SiO_2/eau . Ils ont observé que le taux de transfert de chaleur augmente avec une augmentation de nombre Reynolds et des valeurs du rapport hauteur/largeur ondulé. Salami et al. [11] ont étudié numériquement en utilisant la simulation d'approche de mélange du nanofluide $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ à travers différents canaux ondulés chauffés. Les ondes trapézoïdales donnent le nombre de Nusselt le plus élevé et sont suivies par les ondes triangulaires et sinusoïdales. Mousavi et al. [12] ont examiné l'effet du champ magnétique sur le transfert de chaleur du canal sinusoïdal. Les résultats montrent que l'existence du champ magnétique améliore considérablement le transfert de chaleur et améliore ainsi l'efficacité de refroidissement du canal sinusoïdal. Une simulation informatique a été réalisée par Ajeel et al. [13] sur la comparaison de l'efficacité thermique de divers canaux ondulés. La découverte montre que le canal trapézoïdal donne une efficacité thermique maximale. Al-Zurfi et al. [14] ont étudié numériquement le champ d'écoulement et l'efficacité du transfert de chaleur dans des canaux ondulés stationnaires et rotatifs. Les résultats suggèrent que la rotation a eu un effet puissant sur l'efficacité du champ d'écoulement et le transfert de chaleur. Une étude numérique de la production d'entropie a été réalisée par Fadodun et al. [15]. Les résultats indiquent que l'augmentation du volume de fraction de nanoparticules augmente l'entropie due au frottement, mais diminue l'entropie due à la température. Arani et al. [16] ont effectué des recherches numériques sur la convection forcée du flux de fluide et le transfert de chaleur d'un nanofluide dans un mini-canal à paroi ondulée sinusoïdale avec changement de phase de la paroi et longueur d'onde variable en utilisant diverses formes de nanoparticules. Les résultats de la recherche indiquent que la performance maximale a été obtenue pour $\varphi = 4\%$ en utilisant des

nanoparticules sphériques d'une taille de $d_{np} = 20 \text{ nm}$. Analyse informatique de l'amélioration du transfert de chaleur dans un canal ondulé utilisant des nanofluides menés par Yue-Tzu et al. [17]. Les résultats démontrent que l'amélioration thermique peut atteindre 15 % et 24 % dans l'écoulement du canal ondulé en utilisant $\phi = 3 \%$ et $\phi = 5 \%$ de Cu/eau nanofluides par rapport au fluide de base. Singh et al. [18] ont effectué une analyse expérimentale du transfert de chaleur dans un canal ondulé en utilisant des nanofluides comme milieu de refroidissement. Les données indiquent une amélioration du taux de transfert de chaleur obtenu dans le cas du canal ondulé sinusoïdal par rapport à celui obtenu dans le canal plan. Li et al. [19] ont effectué une analyse numérique sur les propriétés hydrothermiques et irréversibles du transfert de chaleur forcé à travers un échangeur de chaleur sinusoïdal. Les données ont confirmé que l'augmentation de nombre de Reynolds génère une amélioration du transfert de chaleur. Figure II.1. Montre certaines des formes géométriques dont nous avons parlé:

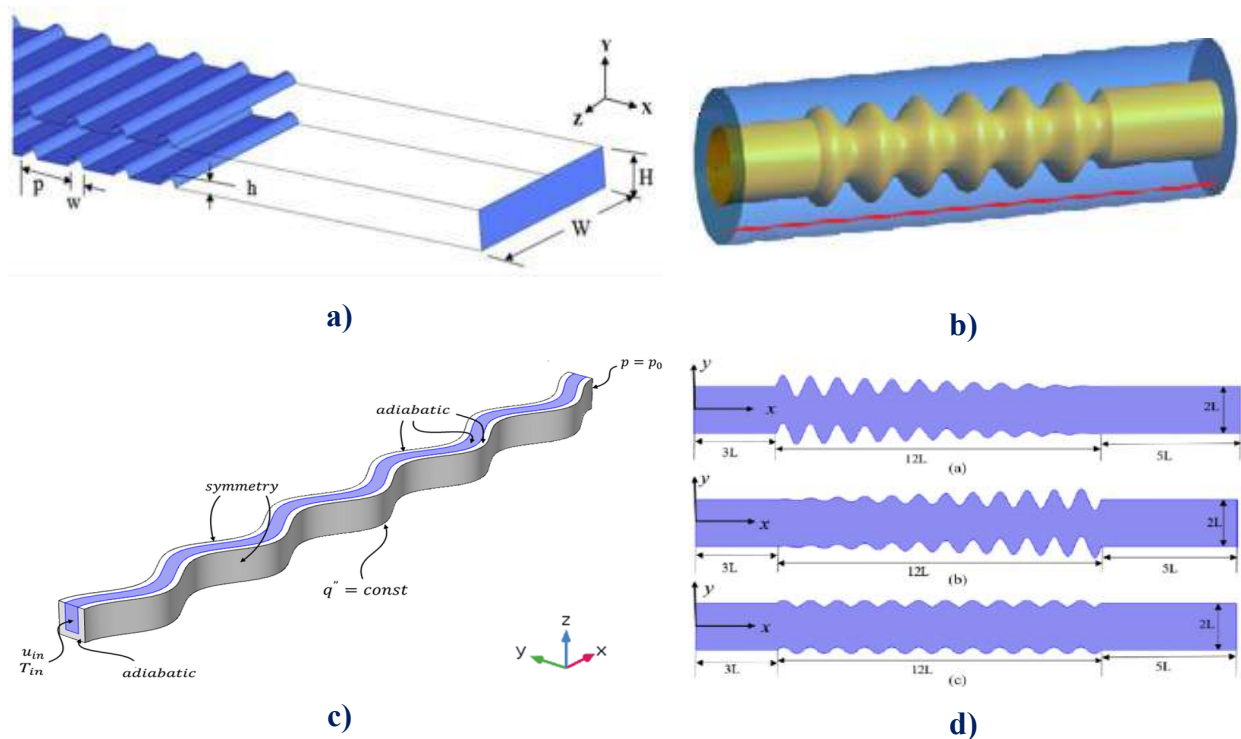


Figure II.1. Quelques schémas des canaux ondulés

II.2.2. Jet impactant

L'une des techniques les plus efficaces pour augmenter le taux de transfert de chaleur sur une surface chauffée est le refroidissement par impact de jet. Il est couramment utilisé dans des

applications industrielles telles que le refroidissement des éoliennes, le refroidissement des pièces électriques, la trempe et le moulage du verre et du plastique, le séchage des textiles et des documents, et l'utilisation de procédés spécifiques dans le secteur alimentaire [20-21]. L'investigation du refroidissement par jet de nanofluide impactant se concentre principalement sur plusieurs projets de recherche, qu'il s'agisse de projets expérimentaux ou de simulations numériques. Tout d'abord, les études expérimentales qui utilisaient un jet impactant avec un nanofluide et un nanofluide hybride ont été rapportées dans [22-29]. Ces études expérimentales ont principalement documenté que l'impact du jet de nanofluide augmentera mieux le taux de transfert de chaleur que le fluide de base. De nombreuses études dans de nombreux domaines sont liées au sujet actuel; nous allons maintenant décrire quelques travaux significatifs. Manca et al. [30] ont effectué une analyse numérique d'un Al_2O_3 /eau nanofluide pour l'impact d'un jet à fente. Ils ont étudié l'écoulement turbulent et l'influence de différents nombres de Reynolds sur les caractéristiques de transfert de chaleur du nanofluide. Lee et al. [31] ont évalué expérimentalement l'influence d'un jet d'air confiné sur une plaque plane. Ils ont découvert que les taux de transfert de chaleur les plus élevés se produisent au point de stagnation. Une comparaison de l'efficacité du transfert de chaleur du Al_2O_3 /eau nanofluide pour les fluides newtoniens et non newtoniens a été réalisée par Lamrawi et al. [32]. Les résultats ont révélé que les nombres de Nusselt à l'état non newtonien sont supérieurs au nombre newtonien pour les nombres de Reynolds et la fraction volumique des nanoparticules. Nakharintr et al. [33] ont étudié un jet de nanofluide sur un dissipateur thermique à mini-canaux en utilisant à la fois des méthodes expérimentales et numériques. Ils ont découvert que le diamètre du jet impactant et sa distance par rapport à la surface étaient les facteurs les plus cruciaux ayant une incidence sur l'efficacité du jet impactant dans le système de refroidissement électronique. Boudraa et Bessaih [34] ont étudié le transfert de chaleur et la production d'entropie sur un ensemble de composants chauds. Les résultats ont montré que l'augmentation de nombre de Reynolds et volume de fraction améliorerait le transfert de chaleur. Les chercheurs de cette analyse ont également suggéré différentes corrélations pour le nombre de Nusselt. Diverses recherches numériques impliquant des jets impactant des nanofluides laminaires ont été réalisées par Selimefendigil et Oztop [35-37]. Ils ont analysé l'influence du jet pulsé [35], l'efficacité thermique de la surface d'impact chaude partiellement courbée [36] et l'efficacité de l'impact du jet sur un cylindre en rotation [37]. Paulraj et sahu [38] ont effectué des recherches numériques sur le flux et le transfert de chaleur en utilisant différents types de nanofluides. Ils ont

observé que le taux de transfert de chaleur augmente avec une diminution de la taille des nanoparticules. En outre, De plus, ils ont déterminé que le $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ nanofluide générant les plus grandes valeurs de nombre de Nusselt par rapport aux autres nanofluides. Boudraa et Bessaïh [39] ont étudié le comportement d'écoulement et le transfert de chaleur sur un bloc chauffé exposé à un écoulement horizontal et à un jet impactant. Il a été découvert que le fait de rapprocher le jet de l'entrée du canal pouvait augmenter le taux de transfert de chaleur. Macía et al. [40] ont étudié l'échange de chaleur d'un composant chauffé dans un canal refroidi par un mélange d'un écoulement horizontal et d'un jet incident. Les chercheurs ont découvert que le flux horizontal avec une structure de jet impactant pouvait mieux améliorer le transfert de chaleur qu'un flux sans jet impactant. Abanti et al. [41] ont étudié les caractéristiques de transfert thermique du jet impactant sur une surface en mouvement. Ils ont observé que le nombre de Nusselt croît considérablement avec la vitesse de surface. Teamah et al. [42] ont étudié le comportement numérique et expérimental de l'impact d'écoulement de nanofluide sur une plaque plane. Ils ont découvert que l'augmentation du Re améliore le transfert de chaleur. Un travail expérimental a été proposé pour explorer les propriétés de transfert de chaleur de l'impact d'un jet d'eau à surface libre sur une courbe et des surfaces lisses par Baghel et al. [43]. Les résultats ont indiqué que le nombre de Nusselt dans le cas d'une plaque courbe est supérieur à celui de la surface droite. Sun et al. [44] ont étudié expérimentalement les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide d'un seul jet incident. Le taux de transfert thermique a été observé comme étant plus élevé lors de l'utilisation de buses circulaires par rapport aux buses rectangulaires. Surendra et al. [45] ont expérimenté les caractéristiques de performance thermique d'un jet d'impact sur une surface de plaque de cuivre chaude. Deux réfrigérants de travail distincts ont été utilisés, respectivement des nanofluides H_2O et $\text{H}_2\text{O} + \text{ZnO}$ avec différentes concentrations de nanoparticules. Cette recherche révèle que le coefficient de transfert thermique du $\text{H}_2\text{O} + \text{ZnO}$ nanofluide est bien supérieur à celui du H_2O . Jizu et al. [46-47] ont mené un examen de l'efficacité du transfert de chaleur en utilisant respectivement les nanofluides SiO_2/eau et $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ pour un seul impact de jet. L'influence de diverses concentrations de nanoparticules, nombre Reynolds et de la longueur de l'orifice à la plaque sur l'efficacité thermique du nanofluide à jet a été étudiée; les auteurs ont proposé une corrélation de transfert de chaleur des nanofluides en prenant en compte l'impact de volume de fraction. Neda et al. [48]. ont étudié le transfert de chaleur d'un jet planaire de nanofluide SiO_2 qui impacte verticalement le centre d'une surface chaude convexe. Les résultats démontrent

que l'ajout de nanoparticules de SiO_2 augmente le coefficient de transfert thermique. Jalali et al. [49] ont étudié l'écoulement de MWCNT/huile nanofluide au sein d'un microcanal avec une injection par jet du nanofluide sur la surface inférieure. Les résultats montrent que les valeurs de nombre de Nusselt augmentent considérablement à mesure que le nombre de jets de fluide, volume de fraction de nanoparticules et nombre Reynolds augmente. Shojaeizadeh et al. [50] ont étudié les effets de la rugosité du lit sur les paramètres des jets turbulents à parois confinées dans un cadre expérimental. Il a été découvert que la valeur la plus élevée de la force de turbulence est augmentée en modifiant la rugosité de surface. Bagherzadeh et al. [51] ont effectué une analyse numérique de l'écoulement bidimensionnel des microcanaux et du transfert de chaleur avec de nombreux jets impactant utilisant des conditions aux limites de glissement. Les données ont indiqué qu'une augmentation de l'intensité du champ magnétique, Reynolds et volume de fraction conduit à une augmentation de nombre de Reynolds. L'impact des conditions aux limites thermiques sur l'activité de transfert de chaleur d'un jet incident a été analysé expérimentalement par Han et al. [52]. Les chercheurs ont découvert que les conditions de flux de chaleur uniformes améliorent considérablement de nombres de Nusselt par rapport à la température uniforme de la paroi. Lau et al. [53] ont analysé numériquement l'efficacité de refroidissement du jet synthétique incident en utilisant divers types de nanofluides. Selon les chercheurs, la conductivité thermique et la viscosité dynamique des nanofluides actifs ont un impact significatif sur l'efficacité thermique totale. Zunaid et al. [54] ont étudié l'efficacité thermique d'un ensemble de microjets inclinés pour minimiser la température des systèmes électroniques. Les chercheurs ont confirmé que lorsque le nombre d'impacts augmente, la température de surface moyenne diminue. Shi et al. [55] ont étudié l'influence des ajouts de nanoalumine sur l'instabilité des jets circulaires à basse vitesse. L'analyse numérique des différentes formations lors de l'application du Al_2O_3 /eau nanofluide sur un jet de Reynolds hautement turbulent a été développée par Granados-Ortiz [56]. L'étude numérique a révélé qu'avec toutes les simulations effectuées, l'application de nanoparticules stimule le transfert de chaleur. Shirvani et al. [57] ont analysé l'impact de différentes formes de nanoparticules sur les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement du jet d'impact. Selon les résultats, les chercheurs notent que le taux de transfert de chaleur le plus élevé est observé dans les fluides contenant des plaquettes et des nanoparticules cylindriques, tandis que le taux de transfert de chaleur minimum est observé dans les fluides contenant des nanoparticules sphériques. Le Al_2O_3 /eau nanofluide a été testé numériquement pour différentes formes de nanoparticules par

Ekiciler et al. [58]. Les résultats ont révélé que la forme de nanoparticules de plaquettes a le taux de transmission de chaleur le plus élevé. Amjadian et al. [59] ont utilisé le Cu_2O /eau nanofluide pour étudier les caractéristiques d'un jet d'impact sur une surface chauffée. Les résultats indiquent que l'augmentation de nombre de Reynolds et de volume de fraction améliore le coefficient d'échange thermique. Mahdavi et al. [60] ont étudié les caractéristiques de transfert de chaleur d'un jet air/nanofluide sur un disque circulaire chauffé en rotation. Les auteurs ont constaté que les valeurs de nombre de Nusselt s'amélioraient avec l'augmentation de volume de fraction et de la vitesse de rotation du disque. La méthode de refroidissement par impact de jet utilisant des trous de jet élargis a été analysée expérimentalement et numériquement par Ümit et al. [61]. Les résultats ont indiqué que le maximum de nombre de Nusselt a été obtenu sous condition d'espacement des buses à un diamètre de jet égal à 2 ($G_j/D_j = 2$). Ümit et al. [62] ont analysé les influences des trous de jet élargis sur l'échange de chaleur et le fluide. Les résultats ont montré que le nombre de Nusselt était plus grand sur la plaque droite que sur la plaque nervurée. Amjadian et al. [63] ont mené une étude sur l'effet combiné des nanofluides et de plusieurs jets impactant sur le transfert de chaleur. Les résultats ont montré que l'utilisation du nanofluide CuO -eau contribuait mieux à l'amélioration du taux de transfert de chaleur par rapport aux autres nanofluides. Yousefi et al. [64] ont mené une étude expérimentale sur l'impact d'un jet plan sur une plaque. Ils ont montré une diminution de coefficient de transfert thermique avec une augmentation de nombre de Reynolds et de concentration volumique. Sun et al. [65] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur en utilisant des nanofluides de cuivre à partir d'un seul jet d'impact. Les auteurs ont constaté que le coefficient de transfert de chaleur est plus élevé lors de l'utilisation de buses circulaires par rapport aux buses carrées. Siavashi et Jamali [66] ont réalisé une simulation numérique de jet confiné à l'aide de modèle de mélange à deux phases. Les résultats indiquent que coefficient de frottement et le nombre de Nusselt diminuent et augmentent, respectivement, avec l'augmentation de nombre de Reynolds, du rapport H/W et de volume de concentrations de nanoparticules. Pour donner au lecteur des informations sur ce domaine, j'ai présenté sur la Figure II.2. certaines des formes géométriques disponibles dans la littérature:

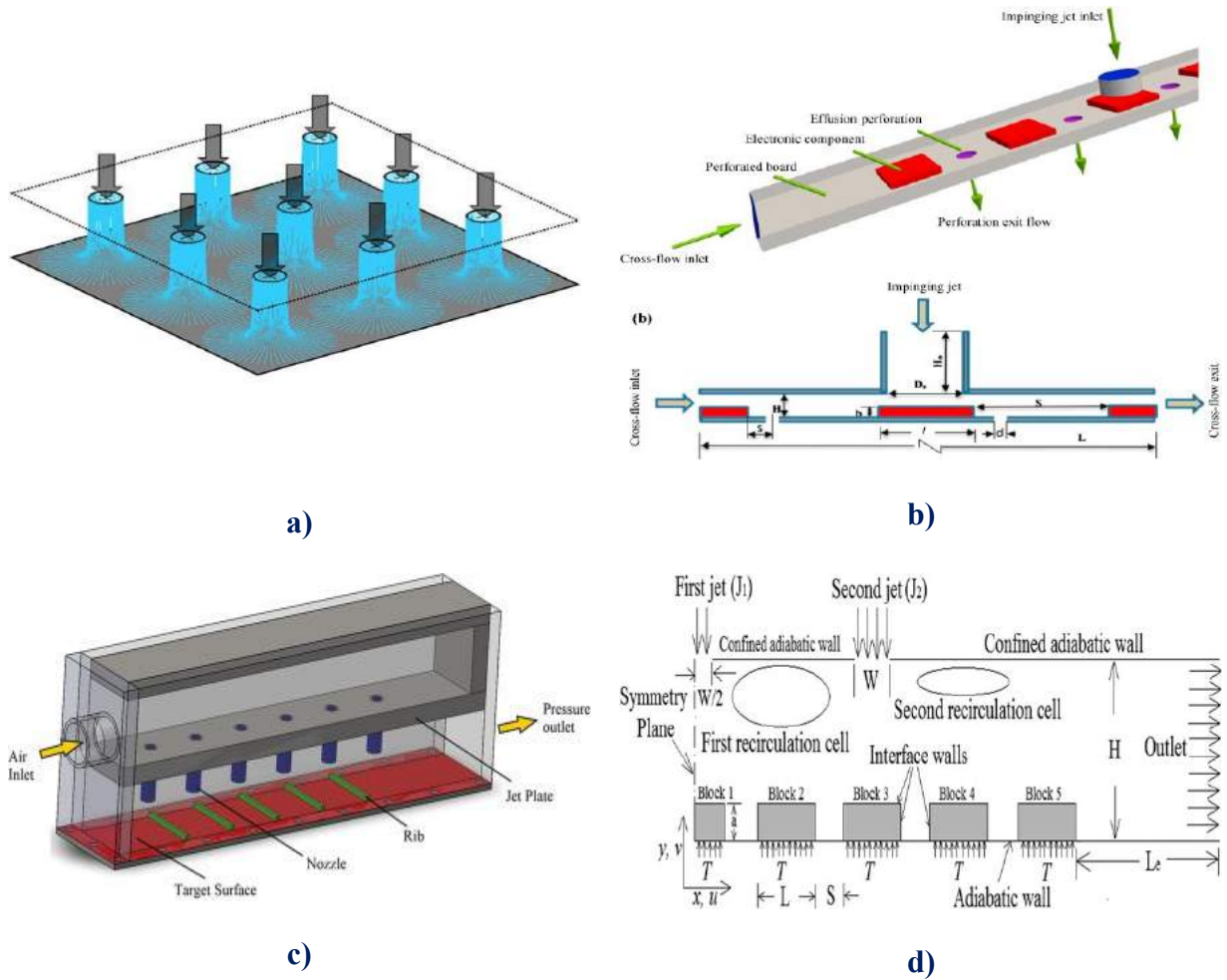
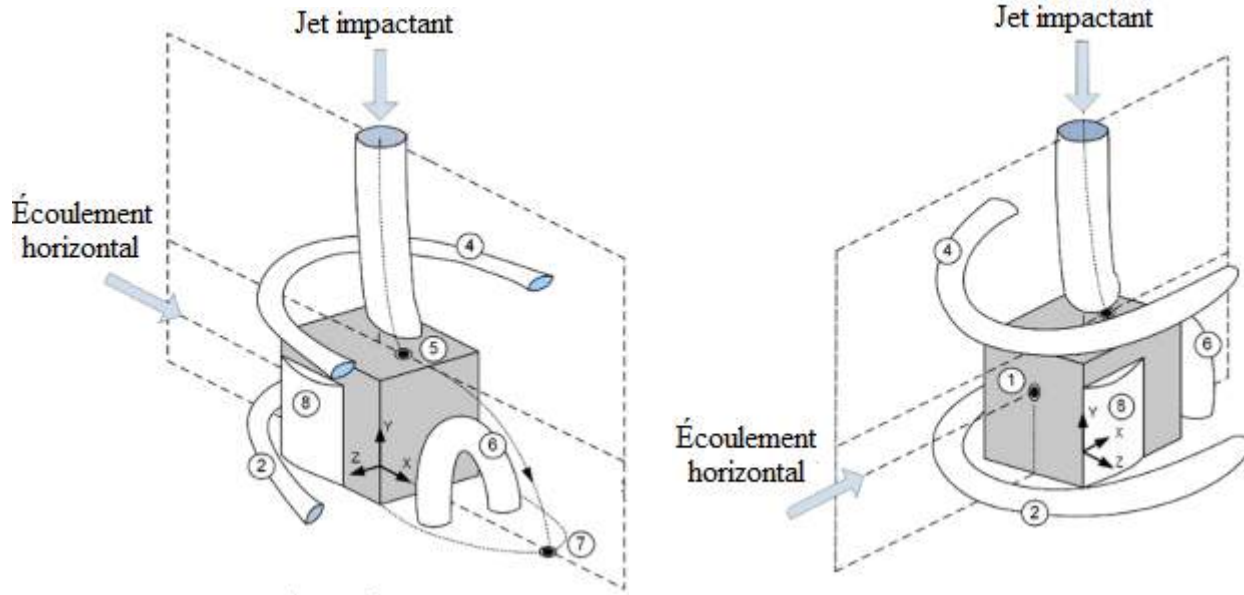


Figure II.2. Schémas de certains des travaux effectués sur les jets impactant

En passant en revue la littérature précédente sur les études de la configuration de cube chaud située au centre de la face inférieure d'un canal horizontal soumis à un écoulement horizontal et à un jet d'impact vertical affectant sa face supérieure. Il a été constaté que l'air était utilisé comme fluide de travail dans toutes les études précédentes. Comme on le sait, le taux de transfert thermique dépend de la répartition de la température sur les faces (supérieure, avant, arrière et latérale) du composant électronique. Cette dernière est étroitement dépendante des structures d'écoulement autour du composant. Dans la Figure II.3. Ces structures d'écoulement sont représentées schématiquement qui ont été étudiées dans [72]. Zhou et Lee [67] ont mené une étude expérimentale pour décrire le comportement d'écoulement et de transfert de chaleur du jet d'air sortant d'une buse rectangulaire. Ils ont montré que le nombre de Reynolds (Re) du jet et l'espacement des buses sur la plaque ont un effet significatif sur le transfert de chaleur. Saeid [68]

a étudié numériquement le refroidissement par impact de jet d'une zone chauffée immergée dans une couche poreuse, thermiquement déséquilibrée avec la présence d'un écoulement transversal. Les résultats numériques montrent que la présence d'un faible écoulement transversal dans un jet incident peut dégrader le taux de transfert de chaleur. Lee et al. [69] ont étudié numériquement le transfert de chaleur d'un écoulement bidimensionnel (2D) instable dans un jet impactant confiné. Leurs résultats montrent que l'instabilité a un effet sur le (\overline{Nu}) . Popovac et Hanjalić [70] ont étudié la morphologie du vortex autour d'un cube refroidi simultanément par un écoulement transversal et un jet incident. Un meilleur refroidissement a été trouvé sur le dessus et la face avant du cube. Rallabandi et al. [71] ont mené une étude sur les caractéristiques de transfert de chaleur et la perte de charge d'un conduit, avec un rapport d'aspect élevé. Les résultats montrent que la couche poreuse a un effet sur le coefficient de transfert de chaleur. Masip et al. [72] ont présenté une étude expérimentale du flux d'air autour d'un cube placé dans un canal rectangulaire. Les résultats montrent que pour une faible valeur de Re , le jet n'affecte pas le cube. Saleha et al. [73] ont examiné l'effet de modification géométrique du composant sur l'efficacité de refroidissement. Les résultats montrent qu'avec une modification mineure, la structure de l'écoulement autour du composant est radicalement modifiée. Études expérimentales et numériques de l'effet de la buse forme sur le transfert de chaleur par un jet d'impact d'un cylindre circulaire chauffé ont été réalisées par Singh et al. [74] Ils ont trouvé un meilleur nombre de Nusselt au point de stagnation. Maghrabie et al. [75] ont réalisé une étude numérique du refroidissement par un jet entrant dans le flux transversal d'un réseau en ligne d'obstacles chauffés. Les résultats montrent qu'une augmentation du rapport de nombre de Reynolds améliore le nombre de Nusselt. Masipa et al. [76] ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur d'un composant électronique placé dans un canal rectangulaire refroidi par la combinaison d'un flux transversal et d'un jet d'impact. Ils ont conclu que le refroidissement de la configuration jet croisé et jet incident est plus élevé que dans le cas d'un canal sans jet d'impact. Li et al. [77] ont mené des expériences pour étudier les performances de transfert de chaleur en écoulement croisé. Les résultats montrent que le coefficient d'échange augmente avec le nombre de Reynolds. Koseoglu et Baskaya [78] ont étudié expérimentalement et numériquement les effets de la géométrie et du rapport d'aspect des jets. Ils ont constaté que l'effet du rapport d'aspect sur le transfert de chaleur local et moyen diminue avec l'augmentation de la distance du jet. Une étude numérique pour évaluer l'effet des paramètres géométriques sur le transfert de chaleur et la perte de pression dans un jet incident dans une configuration d'écoulement

transversal a été réalisée par Larraona et al. [79] Les résultats indiquent que l'amélioration du transfert de chaleur est plus importante avec des composants hauts.

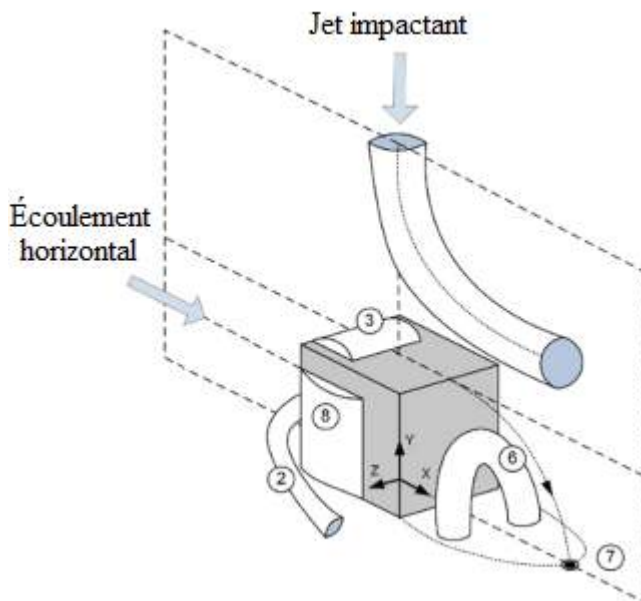


a) Effet du jet impactant sur la face supérieure

b) Vue frontale

Légende:

- 1- Point de stagnation
- 2- Tourbillon inférieur en fer à cheval
- 3- Tourbillon supérieur
- 4- Tourbillon supérieur en fer à cheval
- 5- Point d'impact
- 6- Faible tourbillon
- 7- Point de rattachement
- 8- Tourbillon latéral



c) Jet impactant entraîné par l'écoulement du canal

Figure II.3. Schéma des structures d'écoulement moyen autour d'un composant refroidi par un jet impactant dans un écoulement transversal

Satish et Venkatasubbaiah [80] ont analysé les caractéristiques de l'écoulement de fluide et du transfert de chaleur à partir de jets turbulents simples et multiples frappants un bloc carré. Les effets géométriques et l'effet du nombre de Reynolds sur la distribution locale de Nusselt ont été examinés par Shariatmadar et al. [81] Ils ont conclu que le coefficient de transfert de chaleur local augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds. Une simulation numérique 3D pour étudier l'effet de l'espacement jet-plaque dans un réseau confiné de jets laminaires carrés à impact a été réalisé par Aldabbagh et Mohamad. [82] Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen diminue avec l'augmentation de la surface de la plaque. Une étude expérimentale et numérique sur l'effet de la vitesse d'écoulement transverse sur les propriétés d'écoulement et de transfert de chaleur d'un jet vertical incident a été réalisée par Wae-hayee et al. [83] Ils ont constaté que le pic de nombre de Nusselt se déplace vers l'aval et augmente avec l'augmentation du flux transversal. Sahoo et Sharif [84] ont étudié numériquement le transfert de chaleur dans une zone à flux de chaleur constant. Les chercheurs ont démontré que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds. Maghrabie et al. [85] ont mené une étude sur le refroidissement d'un ensemble de composants électroniques. Les résultats ont montré que le coefficient de transfert thermique en face arrière des composants diminue avec l'augmentation de rapport S/L. Kilic et al. [86] ont étudié expérimentalement et numériquement le refroidissement d'une plaque plane avec un seul jet d'air. Ils ont observé que le transfert de chaleur augmente avec le nombre de Reynolds. Benmouhoub et Mataoui [87] ont réalisé une étude numérique 2D de l'interaction d'un jet turbulent plan incliné avec une paroi thermique horizontale mobile. Les résultats montrent que le transfert de chaleur est fortement affecté par la vitesse du jet et la vitesse de la paroi mobile. Le comportement de la chaleur et de l'écoulement des jets à impact multiple a été étudié expérimentalement par Oyakawa et al. [88] Les résultats montrent que le nombre de Nusselt dans le point de stagnation montre une valeur plus grande à $X/D = 0,5$ et une valeur plus petite en aval pour $X/D = 2$.

II.2.3. Champs magnétiques

Récemment, une nouvelle technologie est apparue pour contrôler et stabiliser le champ dynamique à l'aide d'un champ magnétique externe appelé magnétodynamique (MHD). Cette technique s'est avérée efficace pour influencer les fluides en produisant une interaction entre la vitesse d'écoulement et le champ magnétique [89]. En fait, la

magnétohydrodynamique (MHD), une méthode de modulation de champ, s'est avérée efficace pour affecter la majeure partie des fluides grâce à l'interaction entre la vitesse d'écoulement et le champ magnétique en tant que force corporelle. Le mot magnétohydrodynamique (MHD) a trois sections qui sont le champ magnétique moyen, le liquide et les mouvements [90]. Différents rapports existent sur les impacts positifs et négatifs probables du champ magnétique sur le transfert de chaleur [91]. Au cours des dernières décennies, de nombreux chercheurs se sont penchés sur l'effet des champs magnétiques sur la structure d'écoulement et l'échange thermique des nanofluides. Ci-dessous, nous mentionnons quelques-unes des nouvelles recherches et projets liés au travail effectué dans cette analyse, qu'ils soient théoriques, numériques ou expérimentaux. Xiong et al. [92] ont étudié l'effet du rayonnement, du nanofluide et du champ magnétique à travers un espace poreux ondulé. Leur étude montre que l'imposition d'un champ magnétique peut augmenter considérablement le nombre moyen de Nusselt. Zhang et al. [93] ont étudié numériquement le flux MHD et le transfert de chaleur par rayonnement de nanofluides contre une plaque plane dans un milieu poreux avec l'effet d'un flux de chaleur de surface variable. Leurs résultats indiquent que le champ magnétique a de forts effets sur les champs de vitesse et de température. Rashad et al. [94] ont vérifié numériquement les effets du champ magnétique et de la chaleur générés en interne sur le transfert de chaleur par convection libre dans une cavité rectangulaire refroidie par un nanofluide eau-cuivre saturé. Leurs résultats illustrent que l'augmentation du nombre de Hartmann conduit à la diminution de la valeur maximale de la fonction de courant et améliore la température maximale. Izadi et al. [95] ont examiné analytiquement le refroidissement par impact d'un CPU en métal poreux rempli de nanofluide Al_2O_3 /eau sous l'impact d'un champ magnétique. Ils ont observé que l'augmentation des nombres de Darcy et de nombre Reynolds pourrait améliorer la transmission thermique ; les résultats ont également révélé que lorsque le nombre de Hartmann augmente ; les valeurs moyennes du nombre de Nusselt diminuent légèrement. Nimmagadda et al. [96] ont étudié l'influence des champs magnétiques réguliers et irréguliers et de l'impact des jets sur la dynamique des fluides et l'efficacité du transport thermique des nanofluides par calcul. Les chercheurs ont révélé que le type de champ magnétique sinusoïdal irrégulier n'avait aucune influence sur l'efficacité de l'échange de

chaleur par rapport au type de champ magnétique régulier. De plus, ils ont découvert que le taux de transmission d'énergie augmentait lorsque la force du champ magnétique était augmentée. L'influence des champs magnétiques sur les propriétés d'échange thermique et la perte de charge d'un impact de jet confiné avec un dissipateur thermique a été évaluée par Nakharintr et Naphon [97]. Les scientifiques ont révélé que l'augmentation de l'intensité du champ magnétique conduit à une plus grande valeur de nombre de Nusselt. Selimefendigil et al. [98] ont utilisé l'approche par éléments finis pour étudier la transmission thermique d'un nanofluide non newtonien sur une surface partiellement incurvée sous les impacts de champs magnétiques obliques. Selon l'étude, la réduction de la taille des particules et l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules augmentent nombre de Nusselt. Les chercheurs ont affirmé que nombre de Nusselt augmente avec une fraction volumique de particules solides plus élevées et avec une taille de particules plus petite. Selimefendigil et Öztop [99] ont effectué une étude numérique de l'impact de jets jumeaux refroidissant une zone isotherme par un nanofluide Al_2O_3 /eau en présence d'un champ magnétique. Les résultats ont démontré que le champ magnétique retarde le mouvement du fluide et réduit le transfert de chaleur. De plus, les chercheurs ont révélé que lorsque la distance entre les entrées des jets est élevée, nombre de Nusselt change légèrement ; cependant, la distance entre les jets et la plaque de base dégrade la stagnation et la variation de nombre de Nusselt. Ayadi et al. [100] ont utilisé la technique des éléments finis pour estimer l'efficacité de refroidissement d'un jet frappant un nanofluide hybride sur un cylindre rotatif chauffé soumis à l'influence de différents champs magnétiques. Bagherzadeh et al. [101] ont étudié l'influence d'un champ magnétique uniforme sur l'injection par jet de nanoparticules dispersées dans un microcanal pour favoriser l'efficacité thermique. Les chercheurs ont révélé que l'augmentation de l'intensité du champ magnétique contribue à la distribution de température légèrement plus élevée. De plus, ils ont prouvé que l'existence ou l'absence d'un champ magnétique n'influçait pas l'amplification nombre de Nusselt. Nimmagadda et al. [102] ont évalué l'impact du champ magnétique et de la forme des nanoparticules sur l'impact du jet sur des surfaces fixes et oscillantes. Les scientifiques ont prouvé que les nanofeuilles ont une meilleure capacité d'échange de chaleur que les autres formes de nanoparticules. Les chercheurs ont également établi qu'un champ magnétique diminue l'efficacité de l'impact d'un jet sur une surface oscillante.

Qi et al. [103] ont évalué les impacts d'une force magnétique sur les caractéristiques thermohydrauliques de nanofluides dans un mécanisme de refroidissement CPU. Les résultats démontrent que lorsque l'intensité du champ magnétique augmente, la chaleur de surface du processeur diminue. Selimefendigil et Oztop [104] ont évalué le processus de refroidissement d'une zone isotherme dans un matériau partiellement poreux par impact de jet sous l'effet d'une force magnétique oblique. Les résultats ont prouvé que la transmission thermique s'améliore lorsque le nombre de Reynolds, l'angle d'inclinaison de la force magnétique et la perméabilité de la couche poreuse augmentent.

II.2.4. Milieux poreux

Les milieux poreux peuvent être définis de différentes manières [105-109] mais en termes simples, on peut dire qu'un milieu qui a une matrice solide avec des vides interconnectés [105-109]. La Figure II.4. Représente une géométrie simplifiée d'un milieu poreux. L'espace vide créé en raison de la disposition matricielle du milieu permet au fluide de s'écouler à travers le domaine qui peut transporter la chaleur d'une région à l'autre région contribuant ainsi au mode convectif du fluide ainsi qu'à la chaleur. Il existe différents types de supports poreux disponibles à la fois naturels et artificiels. L'étude du milieu poreux dure depuis plus d'un siècle et a révélé de nombreux faits. L'étude du milieu poreux a attiré de nombreux chercheurs en raison de son applicabilité sous diverses formes et le transfert de chaleur a été l'un des principaux candidats à s'impliquer dans de telles applications. On observe généralement que ces applications nécessitent d'étudier le milieu poreux vis-à-vis de nombreux phénomènes physiques soit individuellement, soit couplés à de multiples phénomènes faisant intervenir le transfert de chaleur comme entité de base à caractériser. La convection naturelle joue un rôle essentiel dans le transport de l'énergie dans tout milieu et il en va de même dans le domaine poreux. En cas de convection naturelle, la surface chaude du fluide a fourni la chaleur à un ou plusieurs endroits, ce qui permet au fluide d'absorber la chaleur et d'être élevé/déplacé à un niveau supérieur en raison des variations de densité causées par le fluide chaud et froid.

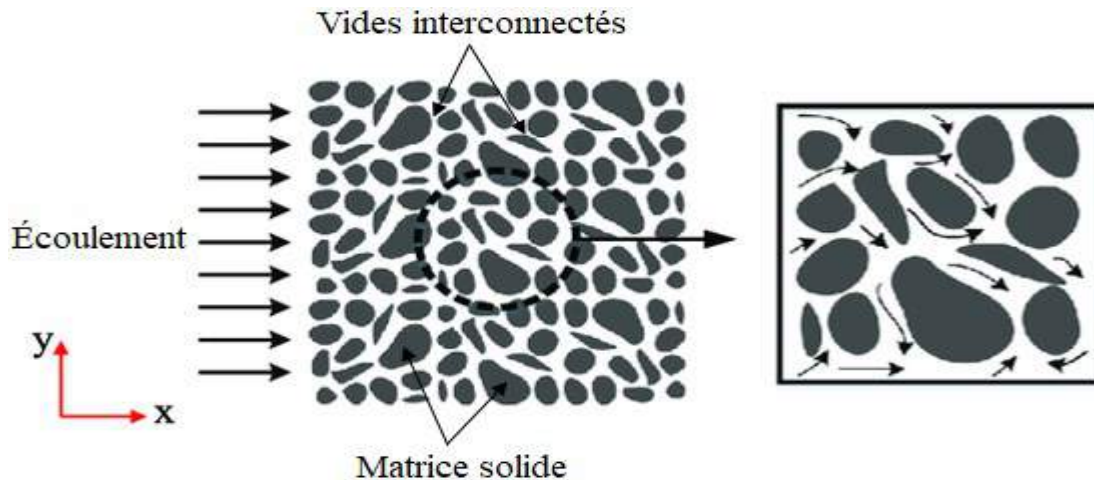


Figure II.4. Géométrie simplifiée d'un milieu poreux

L'utilisation de mousse métallique est une option qui contribue à améliorer le transfert de chaleur, qui a une variété d'utilisations Gong et al. [110] et des propriétés thermiques intéressantes qui en font une option viable pour une utilisation dans le développement d'unités d'échangeur de chaleur de nouvelle génération pour CPU refroidissement. Zhang et al. [111]. Cette partie discutera de certaines recherches expérimentales et informatiques antérieures sur l'utilité de l'utilisation de l'impact de jet, des nanofluides, des nanofluides hybrides, des dissipateurs de chaleur et des matériaux poreux pour augmenter les taux de transfert de chaleur dans différents domaines. Bayomy et Saghir [112] ont mené des recherches expérimentales et numériques pour refroidir un processeur Intel Core i7 en utilisant un dissipateur thermique en mousse d'aluminium. Ils ont découvert que l'inclusion de mousse d'aluminium améliore la transmission thermique d'environ 20 %. Le nombre de Nusselt le plus élevé a été obtenu dans le nanofluide avec $\phi = 0.2\%$. Hatami et Ganji [113] ont effectué une analyse thermique computationnelle d'un dissipateur thermique à microcanaux poreux refroidi par un nanofluide d'eau de Cu. Les chercheurs ont affirmé que le nombre de Nusselt s'améliore avec l'augmentation du rapport des dimensions du canal et du diamètre des nanoparticules. Salimi et al. [114] effectuent une analyse numérique de la transmission thermique et de la génération d'entropie dans un dissipateur thermique poreux affecté par un jet incident. Les résultats ont indiqué que l'augmentation de l'épaisseur de la couche poreuse améliorerait les valeurs de la production moyenne d'entropie visqueuse, de la chute de pression totale et de nombre de Nusselt. Izadia et al. [115] ont examiné analytiquement le refroidissement par impact d'un CPU en métal poreux sous l'influence d'un champ magnétique. Ils ont découvert que l'augmentation du nombre de Darcy et de nombre de Reynolds peut améliorer

le transfert de chaleur. Vincenzo et al. [116] ont mené des recherches numériques pour examiner les influences de la porosité sur les caractéristiques de transfert de chaleur associées à un jet d'impact avec Al_2O_3 /eau nanofluide dans une mousse métallique. Les données ont montré que l'inclusion de mousse métallique favorisait le taux de transmission thermique dans la zone chauffée, et une augmentation considérable des valeurs de chute de pression a également été observée. Yongtong et al. [117] comparent numériquement le processus de transfert de chaleur par convection forcée de la mousse métallique hybride et du dissipateur thermique à ailettes (MFPFH) avec ceux des dissipateurs thermiques à mousse métallique standard (MF) et à ailettes standard (PF). Selon les chercheurs, le MFPFH a la plus grande efficacité thermique parmi les trois types de dissipateurs thermiques. Tehmina et al. [118] ont utilisé l'approche eulérienne multiphase pour simuler la production d'entropie et les caractéristiques thermiques dans un dissipateur thermique en mousse métallique. Ils ont observé que l'influence de l'augmentation de la puissance de pompage est plus apparente à un nombre de Reynolds supérieur et à une porosité inférieure. La simulation de l'écoulement des fluides et des échanges thermiques dans un dissipateur thermique à microcanaux multijets (MJMC) a été réalisée par Ming et al. [119] Les résultats suggèrent que le MJMC améliore la transmission thermique et l'écoulement des fluides par rapport au microcanal conventionnel. Bezaatpour et Goharkhah [120] ont examiné l'influence du milieu poreux sur la transmission thermique et la chute de pression dans deux dissipateurs de chaleur typiques (dissipateurs de chaleur avec canaux rectangulaires et circulaires). Selon les recherches, l'efficacité totale du dissipateur thermique est améliorée à faibles valeurs de porosité et à volume de fraction élevé. les méthodes monophasées et biphasées ont été utilisées par Zhong et al. [121] pour examiner la production d'entropie, l'échange de chaleur et l'écoulement de nanofluide Fe_3O_4 /eau à l'intérieur d'un microcanal avec des nervures poreuses en présence d'un champ magnétique fixe. Les données ont confirmé que l'augmentation de la porosité et de volume de fraction augmentait le taux de transfert de chaleur. De plus, les données ont révélé que lorsque le nombre de Reynolds augmente, l'entropie générée par le transfert de chaleur est réduite tandis que l'entropie générée par le frottement est augmentée. Chinig et al. [122] ont utilisé la technique Lattice Boltzmann pour étudier numériquement les propriétés d'échange thermique convectif dans les jets impactant liés à la présence de la substance poreuse. Des études numériques ont indiqué que la diminution du nombre de Darcy renforcerait la stagnation de nombre Nusselt. Buonomo et al. [123] ont analysé numériquement la transmission thermique dans un conduit partiellement chargé de substance

poreuse. Les résultats suggèrent que le plus grand nombre de Nusselt observé dans le conduit a une couche d'épaisseur poreuse égale à la largeur du conduit. Astanina et al. [124] ont effectué une analyse informatique de la convection naturelle dans un environnement poreux avec un dissipateur thermique à ailettes en cuivre. Les recherches ont révélé que la plus grande perméabilité de la couche poreuse favorisait le transfert de chaleur. Les données suggèrent que l'ajout de nanoparticules et la diminution du rapport d'aspect améliorent l'efficacité thermique du dissipateur thermique. Farahani et al. [125] ont fait un sérieux effort pour améliorer les performances thermiques et l'efficacité hydrodynamique d'un dissipateur thermique à microcanaux traditionnel (MCHS) en utilisant un milieu poreux et un matériau à changement de phase (PCM) avec un nanofluide Al_2O_3 / eau comme liquide de travail. Les chercheurs ont analysé la conductivité thermique dans des sections solides de microcanaux 3D avec des formes circulaires carrées, rondes et plates. Les chercheurs ont conclu que l'efficacité thermique est minimale pour l'épaisseur cruciale de la couche poreuse. Les performances thermiques du MCHS diminuent à mesure que le nombre de Darcy, le module de porosité, la taille des nanoparticules et l'épaisseur du PCM augmentent. De plus, les chercheurs ont découvert que le MCHS avec une structure carrée offre une meilleure efficacité thermique que les deux autres structures. Lori et Vafai [126] ont effectué une évaluation informatique détaillée de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur dans un microcanal 3D pour analyser l'influence de l'application de nervures poreuses et solides verticales périodiques avec différentes formes géométriques. Il a été découvert que les nervures poreuses provoquent beaucoup moins de chutes de pression que les nervures pleines, en particulier pour les valeurs de nombre Reynolds plus élevées. De plus, une baisse de nombre de Darcy et de porosité contribue à une augmentation de chute de pression. Samudre et Kailas [127] ont évalué les améliorations de l'efficacité thermique des dissipateurs thermiques en mousse métallique à pores ouverts et à ailettes en mousse pour les dispositifs de refroidissement. Les résultats ont confirmé que l'augmentation de la hauteur de la mousse et la réduction de la taille des pores augmentaient la transmission de la chaleur. Wang et al. [128] ont fourni une simulation informatique d'un dissipateur thermique monté sur CPU contenant un milieu poreux. Les chercheurs ont découvert que les dissipateurs thermiques avec mousse métallique entraînaient une baisse de température du processeur plus importante que les dissipateurs thermiques sans mousse métallique. Figure II.5. présente quelques géométries contenant du matériau poreux:

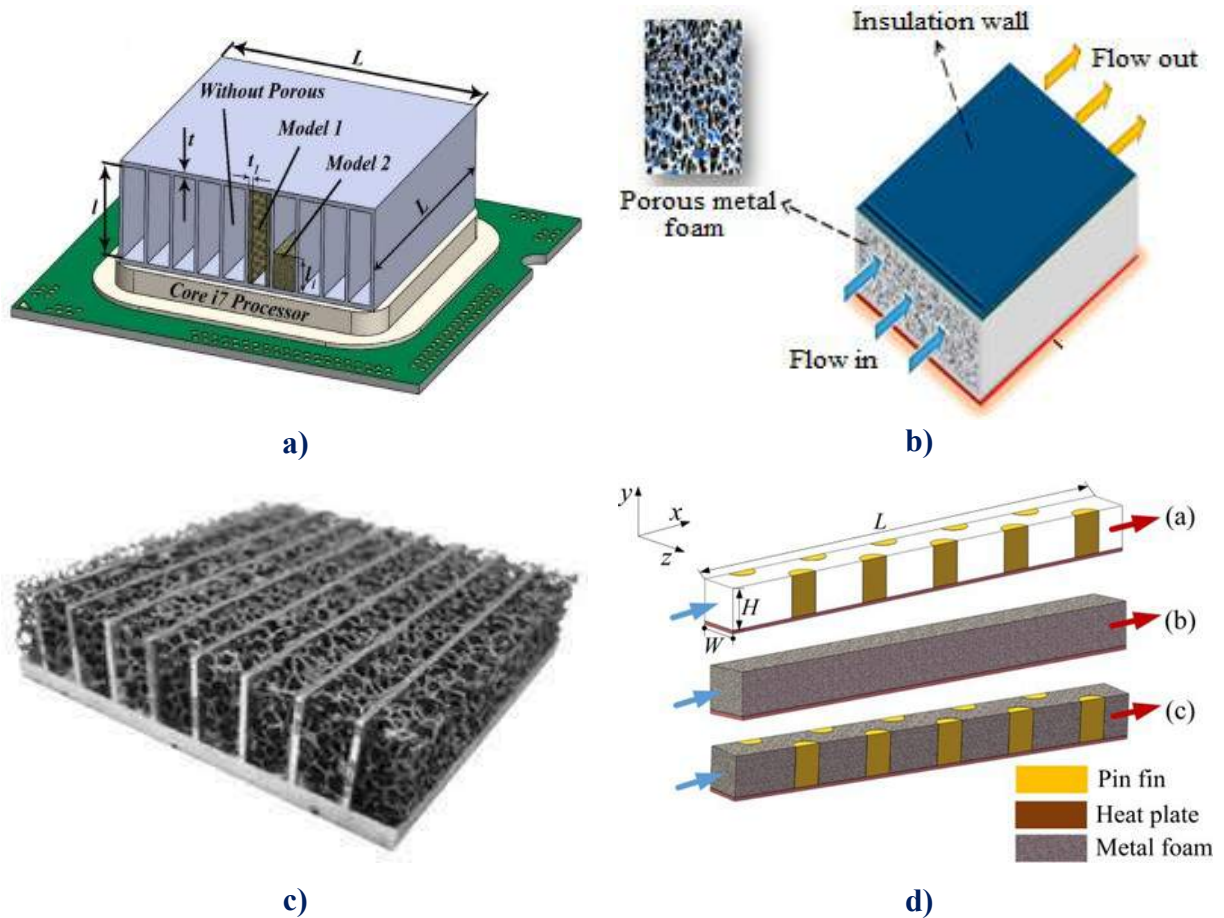


Figure II.5. Schémas de certains des travaux effectués sur matériau poreux

II.2.5. Nanofluide hybride à base de sel fondu

Les ressources énergétiques conventionnelles, telles que le charbon, le gaz naturel et le pétrole, contribuent aux besoins énergétiques mondiaux, mais ces sources ont un impact négatif sur le climat de la terre, créant des changements climatiques et des polluants dus aux émissions de gaz à effet de serre. Pour contrer ces inconvénients, les chercheurs étudient la possibilité d'utiliser des sources d'énergie durables et propres telles que l'énergie solaire, qui est la principale option dans de nombreux domaines de fabrication dans les pays développés et en développement. Afin de minimiser l'utilisation des combustibles fossiles, et est considérée comme la source renouvelable la plus demandée, comme en témoigne son taux d'utilisation élevé récemment par rapport à d'autres sources. L'énergie solaire concentrée a le potentiel de générer de l'énergie dans le temps et offre plus de fiabilité, de simplicité de disponibilité, de faibles coûts de maintenance et de sécurité que les autres sources. En outre, un facteur qui contribue à l'amélioration des

performances et de l'efficacité d'un système d'énergie solaire thermodynamique est le choix d'un fluide de travail approprié, en particulier un fluide ayant une conductivité thermique élevée. Par exemple, les sels solaires fondus ont récemment été largement utilisés comme fluides caloporteurs dans le domaine de la CSP en raison de leurs propriétés thermophysiques particulières qui leur permettent de maintenir leur état physique à des températures élevées. Ainsi, l'amélioration des caractéristiques physiques du sel fondu conventionnel peut être une méthode moderne qui contribue à améliorer l'efficacité thermique du système d'énergie solaire. Pour améliorer ces propriétés, nous pouvons nous appuyer sur une nouvelle technologie récemment apparue, représentée par l'ajout de nanoparticules au liquide de travail. Cette méthode est considérée comme une technologie moderne qui contribue à améliorer l'efficacité thermique du fluide de travail. En d'autres termes, l'ajout de nanoparticules au fluide fondu augmente la capacité de stockage de chaleur tout en réduisant les coûts de stockage de chaleur. Actuellement, il existe peu de recherches sur le transfert de chaleur par convection forcée de nanofluide de sel fondu. Par conséquent, la recherche sur ce sujet est essentielle en raison de sa pertinence dans l'amélioration du taux de transfert de chaleur dans les systèmes de production d'énergie solaire. Ci-dessous, nous discuterons de certaines des dernières recherches et initiatives liées au travail accompli dans cette étude, qu'elles soient analytiques, numériques ou expérimentales. Nous commençons par Li et al. [129] qui ont réalisé un examen expérimental de l'influence des nanoparticules de SiO_2 sur les caractéristiques thermophysiques du sel fondu de dinitrate. Les chercheurs ont découvert que la capacité calorifique du nanofluide de sel fondu est supérieure à celle du sel fondu pur. En outre, les chercheurs ont déclaré que la fraction massique appropriée et la taille des nanoparticules de SiO_2 pour l'amélioration maximale de la chaleur spécifique, des nanofluides de sels fondus sont respectivement de 1 % et 20 nm. Chen et al. [130] ont étudié le transfert de chaleur par convection forcée du sel fondu $\text{KNO}_3 - \text{C}(\text{NO}_3)_2 + \text{SiO}_2$ dans un conduit circulaire. Selon les auteurs, les résultats suggèrent que le nombre de Nusselt et le facteur de transfert de chaleur thermique du fluide de nanosel fondu $\text{KNO}_3 - \text{C}(\text{NO}_3)_2 + \text{SiO}_2$ sont respectivement 16.3 % et 39.9 % supérieurs à ceux du sel fondu basique pur. Nithyanantham et al. [131] ont examiné l'influence du diamètre des nanoparticules de silice sur la stabilité et les caractéristiques thermophysiques des nanofluides à base de sels fondus pour les utilisations de stockage d'énergie thermique dans les stations d'énergie solaire concentrée. Les résultats ont montré que les nanofluides avec des nanoparticules supérieures à 45 nm sont plus stables que ceux avec des nanoparticules inférieures

à 27 nm. De plus, il a été démontré que pour les particules supérieures à 45 nm, l'augmentation de la viscosité est insignifiante par rapport au cas de 27 nm. Cui et al. [132] ont utilisé la modélisation de la dynamique moléculaire pour étudier les propriétés de transport de chaleur du sel solaire chargé de nanoparticules de Al_2O_3 . Les résultats indiquent que l'ajout de nanoparticules de Al_2O_3 au sel solaire augmente sa conductivité thermique. Wang et al. [133] ont étudié les propriétés de transmission de chaleur par convection du sel fondu dans un conduit à lit de galets avec une source de chaleur intérieure. Les résultats ont confirmé que le coefficient de transmission de chaleur augmente avec le nombre de Re et diminue avec la température du sel fondu à l'entrée. Bellos et al. [134] ont mené une étude numérique sur les performances thermodynamiques et hydrodynamiques d'un système à auge parabolique utilisant de l'huile thermique et des nanofluides à base de sels fondus. Les résultats finaux démontrent que l'utilisation de nanofluides à base d'huile et de nanofluides à base de sel fondu a amélioré les performances thermiques de 0.76 % et 0.26 %, respectivement. De plus, une amélioration du nombre de Nusselt allant jusqu'à 40 % pour l'huile CuO et jusqu'à 13 % pour le sel fondu CuO a été observée. Zhang et al. [135] ont étudié le stockage d'énergie à trois sels fondus en combinaison avec des nanofluides d'oxyde de graphène-TiN pour l'absorption directe de l'énergie solaire. Les résultats ont confirmé que lorsque la proportion de nanomatériaux TiN et GO dans le nanofluide est de 5:5, la performance thermodynamique atteint 56.5 %. Chen et al. [136] ont fait une recherche expérimentale sur les caractéristiques thermophysiques des nanofluides de sels fondus générés par la fusion à température élevée. Selon les chercheurs, les échantillons de nanofluide de sel fondu avec diverses fractions massiques de nanoparticules ont de meilleures capacités thermiques spécifiques que le sel fondu pur. El Far et al. [137] ont examiné les propriétés de viscosité et la capacité thermique des nanofluides à base de sels fondus pour une utilisation dans le stockage de l'énergie thermique. Les chercheurs ont découvert que la diffusion de nanoparticules sphériques de SiO_2 à une fraction volumique de 1 % dans un mélange binaire de NaNO_3 - KNO_3 améliore la capacité thermique et la viscosité de 15 % et 41 – 429 %, respectivement. Kaood et al. [138] ont évalué l'efficacité des particules de nanofluides à base de sels fondus dans des collecteurs solaires paraboliques. Les chercheurs ont examiné trois sels fondus (sel solaire, Hitec, Hitec XL) et trois types de nanoparticules (Al_2O_3 , CuO et SiO_2). Les résultats ont révélé une performance énergétique optimale de 69.1 % lors de l'utilisation du nanofluide SiO_2 -Hitec avec une fraction volumique de 1 % à un nombre de Reynolds de 40×10^4 et à une température de 535 K. Zhang et al. [139] ont effectué une analyse

numérique sur l'efficacité du transfert de chaleur par convection pour des nanofluides à base de sel fondu mixte quaternaire dans un conduit lisse. Les recherches ont indiqué que le coefficient d'échange thermique et le nombre de Nusselt des nanofluides à base de sel fondu sont respectivement supérieurs de 22.34 % et 11.42 % au sel fondu pur. Qiao et al. [140] ont étudié la capacité thermique spécifique des nanofluides à base de sels fondus en utilisant la modélisation numérique et des méthodes empiriques. Les données informatiques et expérimentales ont indiqué que l'inclusion de nanoparticules augmente la capacité thermique spécifique. Nithyanantham et al. [141] ont étudié l'influence de la forme des nanoparticules d' Al_2O_3 sur les caractéristiques thermophysiques du sel fondu à utiliser dans les stations d'énergie solaire concentrée. Ying et al. [142] évalué le transport de chaleur par convection d'un nanofluide à base de sel fondu dans un conduit de réception avec un flux de chaleur non uniforme. Les résultats de la simulation ont démontré que tous les nanofluides surpassaient le sel fondu pur en termes d'efficacité de transfert de chaleur sous les limites de flux de chaleur cosinus et gaussiancosine. De plus, à 0.063 % de fraction volumique de nanoparticules, le facteur de transmission de chaleur a été amélioré au maximum de 7.29 % et le nombre de Nusselt a été considérablement augmenté de 6.90 % en dessous des limites de flux de chaleur cosinus, et de 7.25 % et 6.85 % en dessous des limites de flux de chaleur cosinus gaussiens, respectivement. Ueki et al. [143] ont évalué l'effet des nanomatériaux sur la conductivité thermique du sel fondu. Les découvertes des chercheurs ont montré que la combinaison de nanoparticules pourrait améliorer la conductivité thermique du sel fondu et donc le taux d'échange thermique. Xie et al. [144] ont analysé les caractéristiques de stockage de chaleur de nanofluides à base de sel de nitrate fondu en présence de nanoplaquettes de graphène. Les auteurs ont affirmé avoir découvert un gain maximum de 16.7% de la capacité thermique spécifique en phase fluide à une fraction volumique de nanoparticules de 1% pour les nanofluides à base de sel contenant des nanoplaquettes de graphène. Chieruzzi et al. [145] ont réalisé une étude sur l'influence des nanoparticules sur la chaleur spécifique des nanofluides à base de sels fondus comme PCM pour le stockage de l'énergie thermique. Selon les découvertes des chercheurs, l'ajout de 1 % de fraction volumique de nanoparticules au sel fondu de base augmente la capacité calorifique de 15 % à 57 % et de 1 % à 22 % dans la phase solide et la phase liquide, respectivement. Lu et Huang [146] ont mené une enquête empirique pour évaluer la capacité thermique spécifique d'un nanomatériau d'alumine à base de sel fondu. Les résultats ont montré que la capacité thermique spécifique des nanoparticules d'alumine à base de sel fondu diminue

avec la réduction et l'augmentation du diamètre et de la concentration des particules, respectivement. Abed et al. [147] ont examiné l'efficacité thermique de plusieurs nanofluides dans des collecteurs cylindrés paraboliques exposés à un chauffage non uniforme. Les résultats ont révélé que l'amélioration de l'efficacité thermodynamique et hydrodynamique dépend de la combinaison de nanoparticules et du liquide de travail utilisé. De plus, les chercheurs ont découvert que les particules de SiO_2 sont les nanoparticules les plus efficaces indépendamment du principal fluide de travail utilisé. Bellos et al. [148] se sont penchés sur les propriétés thermiques des nanofluides utilisés dans le solaire cylindro-parabolique. Selon les chercheurs, les plus grands avantages se produisent à de faibles débits et pour les situations avec une plus grande émittance. Hu et al. [149] ont utilisé la méthode de lattice de Boltzmann pour étudier la transmission de chaleur des nanofluides Al_2O_3 à base de sel solaire. Les résultats ont indiqué que lorsque la fraction volumique de Al_2O_3 est de 2 %, les améliorations de la capacité thermique effective, du facteur de transmission de chaleur et de Nusselt sont respectivement de 12.33 %, 7.26 % et 3.52 %. Kasaiean et al. [150] ont évalué le réseau de transmission de chaleur d'un collecteur parabolique en tant que composant de collecte de chaleur utilisant des nanofluides. La recherche a révélé que l'introduction de nanoparticules de carbone dans le liquide de base (huile thermique) améliorait le facteur d'échange de chaleur par convection. Rehan et al. [151] ont évalué l'efficacité empirique de capteurs solaires paraboliques à faible concentration utilisant des nanofluides dans des conditions hivernales. Les données de recherche ont montré que les performances les plus élevées atteintes avec les nanofluides Al_2O_3 et Fe_2O_3 à 2 L/min étaient respectivement 13 % et 11 % supérieures à celles obtenues avec de l'eau dans les mêmes conditions de travail. Bellos et al. [152] ont testé l'idée d'utiliser des nanofluides et des turbulateurs pour augmenter l'efficacité des collecteurs paraboliques. Selon les résultats finaux, l'utilisation de nanofluides augmente l'efficacité thermique de 0.76 %, l'utilisation d'ailettes internes augmente les performances thermiques de 1.10 % et la combinaison de ces technologies favorise l'efficacité thermique de 1.54 %. Mohammed et al. [153] ont étudié l'échange thermique amélioré d'un tube absorbant de capteur solaire utilisant des nanofluides hybrides et des turbulateurs coniques. Les auteurs ont découvert que les nanofluides hybrides surpassaient le fluide de base en termes d'efficacité thermique. Mohammed et al. [154] ont étudié l'efficacité thermodynamique et hydrodynamique d'un capteur solaire parabolique en utilisant diverses nanoparticules avec des promoteurs en zigzag. Les résultats suggèrent que le critère d'évaluation de la performance thermique a été estimé

entre 1.24 et 2.46 en utilisant des nanomatériaux en forme de brique. En plus des études indiquées précédemment, nous avons constaté que les chercheurs ont effectué plusieurs revues de l'application des nanofluides comme fluides caloporteurs dans divers systèmes CSP [155-159]. Figure II.6. Montre des schémas de diverses centrales solaires à concentration utilisant des sels fondus à base de nanofluides.

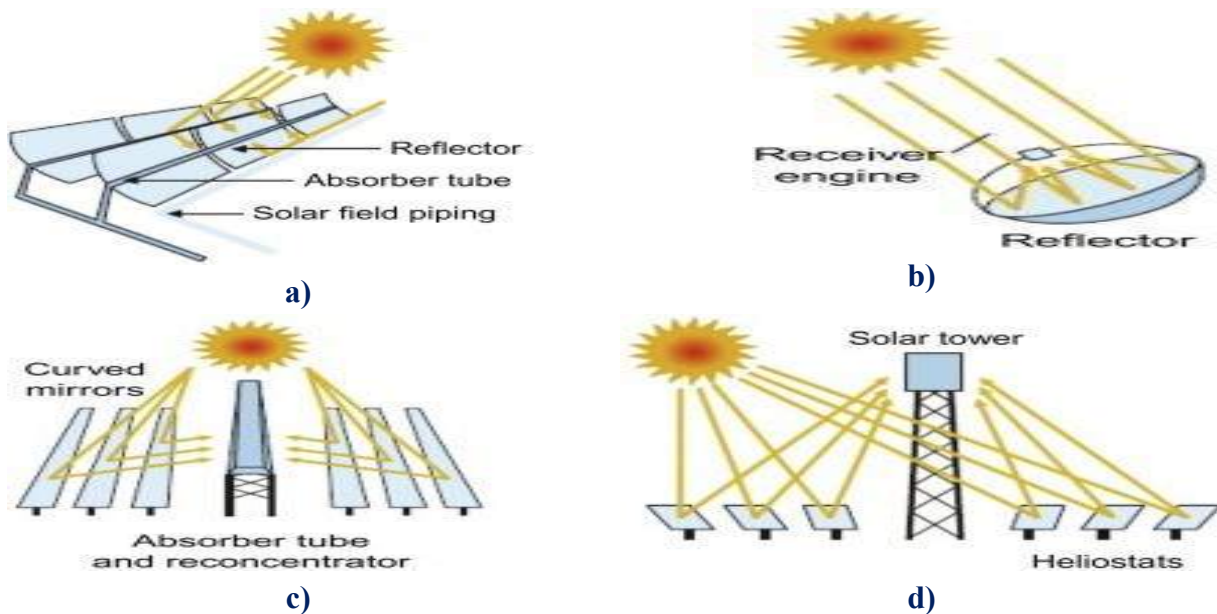


Figure II.6. Schémas de certaines centrales solaires à concentration utilisant des sels fondus à base de nanofluides

II.3. CONCLUSION

Ce chapitre présente une brève revue des études liées à l'utilisation des nanofluides simples et hybrides dans différents systèmes de transfert de chaleur. Nous avons également consacré ce chapitre à la présentation des travaux expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature. Les résultats bibliographiques indiquent que les propriétés de transfert de chaleur et de chute de pression des nanofluides dépendent de plusieurs paramètres, notamment la morphologie des particules (forme et taille), le type de nanoparticules, la concentration des nanoparticules et le débit du nanofluide. La majorité des chercheurs sont d'accord pour dire que l'augmentation de la concentration des nanoparticules améliore l'efficacité thermique des nanofluides. Cependant, cette conclusion ne peut être exacte qu'à des valeurs de concentration de nanoparticules optimales, car

à des concentrations trop élevées, les particules ont un effet négatif sur le taux de transfert de chaleur. Par conséquent, nous pouvons tirer les conclusions suivantes de cette étude :

- ✚ Toutes les investigations indiquent que le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du débit du nanofluide en raison de l'augmentation de la convection forcée.
- ✚ Sur la base de la littérature, il a été constaté que les conductivités thermiques améliorées des nanofluides sont l'un des facteurs qui déterminent l'amélioration des performances dans différentes applications.
- ✚ Pour le facteur de friction, la revue de la littérature révèle des tendances mitigées de l'impact de la dispersion des nanoparticules sur le facteur de friction du milieu dispersant. Alors que certaines études suggèrent un effet insignifiant des nanoparticules sur le facteur de frottement du fluide de base, d'autres ont obtenu un impact négatif considérable de la suspension de nanoparticules sur le facteur de frottement du fluide de base, en raison de l'augmentation de la densité et de la viscosité du nanofluide.
- ✚ L'amélioration du transfert de chaleur peut être obtenue par des méthodes passives telles que la modification de la géométrie de surface de la paroi du tube pour augmenter la surface de contact entre la surface et les fluides.
- ✚ La plupart des études nanofluidiques ont été faites numériquement plutôt qu'expérimentalement.
- ✚ L'utilisation du jet d'impact aide à améliorer le taux de transfert de chaleur mieux que le flux horizontal.
- ✚ L'utilisation de mousse métallique dans divers systèmes thermiques est une option qui permet d'améliorer le transfert de chaleur.
- ✚ Récemment, la technologie nanofluidique a été appliquée dans le domaine des énergies renouvelables (énergie solaire concentrée).
- ✚ L'utilisation d'une force magnétique externe peut stabiliser les nanofluides.

CHAPITRE III

Propriétés thermophysiques des nanofluides

SOMMAIRE

III.1.	INTRODUCTION.....	45
III.2.	PROPRIÉTÉS THERMOPHYSIQUES DES NANOFUIDES.....	45
III.2.1.	Modèle monophasique	45
III.2.1.1.	Nanofluides simples	46
III.2.1.2.	Propriétés thermophysiques des formes de nanoparticules	50
III.2.1.3.	Nanofluides hybrides.....	51
III.2.1.3.1.	Nanofluides hybrides binaires.....	51
III.2.1.3.1.	Nanofluides hybrides ternaires.....	51
III.2.2.	Modèle de mélange à deux phases	53
III.3.	PROPRIETES THERMOPHYSIQUES DES NANOPARTICULES	54
III.4.	PRODUCTION D'ENTROPIE	56
III.5.	CONCLUSION	57

III.1. INTRODUCTION

Les fluides caloporteurs utilisés dans les applications de refroidissement ou de chauffage ont généralement une faible conductivité thermique, ce qui limite leur capacité à transférer la chaleur. Il est possible d'obtenir des gains de performances thermiques très significatifs en utilisant des nanofluides à la place des fluides conventionnels. En effet, leur utilisation peut entraîner une économie d'énergie en améliorant le transfert de chaleur des fluides conventionnels. Ainsi, les chercheurs s'intéressent de plus en plus à l'utilisation de ces nanofluides et effectuent de nombreuses recherches dans ce domaine afin de prouver leur importance comme fluides alternatifs aux fluides conventionnels. Pour comprendre les mécanismes physiques impliqués, il est nécessaire de déterminer les nouvelles propriétés thermophysiques des nanofluides. La difficulté numérique consiste à estimer ces propriétés, qui dépendent des nanoparticules, de leur type, de leur forme et de leur quantité dispersée dans le liquide. Dans ce chapitre, nous avons abordé les différentes méthodes utilisées pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides simples ou hybrides, à l'aide des modèles monophasique et de mélange à deux phases. Nous avons également présenté les équations pour calculer les valeurs d'entropie du système.

III.2. PROPRIÉTÉS THERMOPHYSIQUES DES NANOFLUIDES

Fondamentalement, il existe deux modèles pour modéliser le comportement de transfert de chaleur des nanofluides, à savoir le modèle monophasique et le modèle de mélange à deux phases:

III.2.1. Modèle monophasique

Dans cette partie, un modèle monophasique basé sur une méthode homogène a été utilisé pour évaluer les différentes caractéristiques thermophysiques des nanofluides.

- **La fraction volumique solide**

La fraction volumique solide est la propriété la plus importante pour le nanofluide, puisque les calculs de toutes les autres propriétés sont basés sur la fraction volumique du nanofluide. Néanmoins, nous pouvons définir la fraction volumique comme le volume de solide ou de particule (nanoparticules) sur le volume total (nanoparticules + fluide de base). La valeur de la fraction volumique varie entre 0 (fluide de base pur) et 1. La fraction volumique est donnée par la relation suivante:

$$\varphi = \frac{v_{np}}{v_{tot}} \quad (1)$$

Les propriétés physico-thermodynamiques des nanofluides dépendent principalement de la qualité du fluide de base et de la qualité des nanoparticules dissoutes dans le liquide de base. Parmi les paramètres qui contrôlent la détermination des propriétés de la nanoparticule : conductivité thermique, viscosité dynamique et cinématique, capacité calorifique spécifique, ...etc. De plus, la forme, le diamètre des nanoparticules, la concentration des particules en suspension et la température des nanofluides influence également les propriétés physiques des nanofluides. Figure III.1. Montre les propriétés thermophysiques des nanofluides qui sont discutés plus en détail ci-dessous.

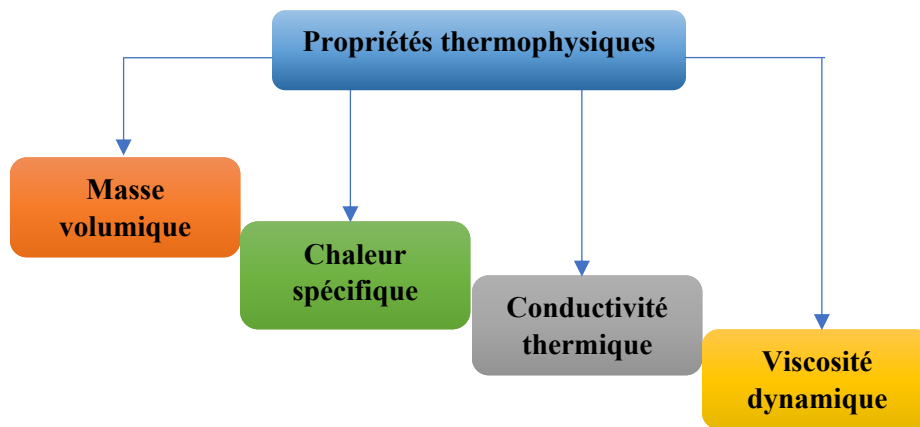


Figure III.1. Propriétés thermophysiques du nanofluide

III.2.1.1. Nanofluides simples

D'après les recherches bibliographiques effectuées, nous avons remarqué que la plupart des recherches menées par les chercheurs pour évaluer les propriétés physiques des nanofluides se faisaient sur la forme sphérique. De plus, il existe de nombreux modèles théoriques permettant d'estimer les propriétés de ces suspensions dans certaines conditions, notamment la viscosité et la conductivité thermique. Dans cette partie, nous présenterons certaines des méthodes proposées par les chercheurs pour calculer les propriétés physiques des nanofluides, sur lesquelles nous nous appuyons dans la présente étude :

- **Chaleur spécifique et densité**

La densité et la chaleur spécifique des nanofluides ont été estimées sur la base des relations de mélange. Les équations ont été largement utilisées par divers chercheurs pour différents

nanofluides et sont valables pour des mélanges homogènes.

- **Masse volumique**

L'équation pour l'estimation de la masse volumique des nanofluides est largement utilisée sur la base de la définition du bilan massique donnée par Pak et Cho [160]. Elle est donnée par l'équation suivante:

$$\rho_{hnf} = (1 - \varphi_{np})\rho_{bf} + (\varphi\rho)_{np} \quad (2)$$

- **Chaleur spécifique**

En fait, il existe des corrélations disponibles dans la littérature sur la chaleur spécifique du nanofluide. Mais certains auteurs avaient une opinion différente et ont défini d'autres équations pour calculer cette propriété en utilisant les corrélations précédemment disponibles.

En 1998, Pak et Cho [160] ont utilisé pour la première fois l'équation suivante pour mesurer la chaleur spécifique des nanofluides:

$$Cp_{nf} = (1 - \varphi_{np})Cp_{bf} + \varphi_{np}Cp_{np} \quad (3)$$

Où, Cp est la chaleur spécifique du fluide dispersé, φ_{np} est le volume fraction de nanoparticules, np est les particules et bf signifie le fluide de base.

Plus tard, certains chercheurs ont modifié et développé l'équation (3) dont Xuan et Roetzel [161] qui en 2000 ont proposé l'équation suivante:

$$(\rho Cp)_{nf} = (1 - \varphi_{np})(\rho Cp)_{bf} + (\varphi\rho Cp)_{np} \quad (4)$$

Cette équation est plus ajustée que l'équation (3) pour obtenir des données expérimentales sur le nanofluide à partir des dernières revues de littérature.

- **Conductivité thermique**

La détermination de la conductivité thermique effective des nanofluides est basée sur l'analyse classique de Maxwell [2] pour les mélanges solide-liquide à deux phases donnée par l'équation (5). Le modèle de Maxwell devient la base de l'évaluation de la conductivité thermique des nanofluides. Divers modèles théoriques sont depuis développés pour prédire la conductivité thermique des nanofluides [162]. Même si les nanoparticules sont des particules beaucoup plus petites, des termes appropriés sont inclus dans le modèle de Maxwell par les chercheurs pour prendre en considération les facteurs dynamiques associés aux nanofluides. Le modèle prédit de

manière satisfaisante pour les particules de forme sphérique à de faibles concentrations volumiques.

$$k_{nf} = \frac{k_{np} + 2k_{bf} + 2(k_{np} - k_{bf})\varphi_{np}}{k_{np} + 2k_{bf} - 2(k_{np} - k_{bf})\varphi_{np}} \quad (5)$$

De plus, certains chercheurs ont proposé d'autres corrélations, en tenant compte du terme mouvement brownien.

• **Mouvement brownien**

Le mouvement brownien est une description mathématique des déplacements aléatoires des nanoparticules au sein du fluide de base. Ce mouvement est provoqué par les collisions avec les molécules du fluide de base qui se déplacent dans toutes les directions sous l'effet de l'excitation thermique. Les nanoparticules sont suffisamment petites pour être poussées par les chocs reçus et elles peuvent alors parcourir une certaine distance (très petite), avant de repartir dans une autre direction suite à de nouveaux chocs et ainsi de suite. Il en résulte un mouvement d'ensemble chaotique que l'on appelle le mouvement brownien.

Plusieurs modèles basés sur ce concept ont été élaborés afin de prédire l'évolution de la conductivité thermique des nanofluides, parmi lesquelles on trouve la corrélation empirique proposée par Corcione [163] qui a utilisé des données expérimentales pour plusieurs nanoparticules obtenues par plusieurs chercheurs et en suspension dans l'eau. La corrélation a été obtenue avec un écart moyen de 1,86 %, comme la montre dans l'équation (6):

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 4.4Re_{np}^{0.4}Pr_{bf}^{0.66} \left(\frac{T_{nf}}{T_{fbz}}\right)^{10} \left(\frac{k_{np}}{k_{fb}}\right)^{0.03} \varphi_{np}^{0.66} \quad (6)$$

$$Re_{np} = \frac{2\rho_{hnf}K_B T_{nf}}{\pi\mu_{bf}^2 d_n} \quad (7)$$

$$Pr_{bf} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (8)$$

La corrélation expérimentale de Chon et al. [164] qui est utilisée aux grandes valeurs de température, concentration, taille et diamètre des particules par rapport aux équations précédentes:

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = 1 + 64.7\varphi_{np}^{0.764} Re_{np}^{0.4} Pr_{fb}^{0.9955} \left(\frac{d_{bf}}{d_{np}}\right)^{0.369} \left(\frac{k_{np}}{k_{fb}}\right)^{0.7476} \quad (9)$$

$$Re_{np} = \frac{\rho_{nf}K_B T_{nf}}{3\pi\mu_{bf}^2 l_{bf}} \quad (10)$$

l_{bf} est un nombre constant ($l_{bf} = 0.017 \text{ nm}$)

$$d_{bf} = 0.1 \left(\frac{6M}{N\pi\rho_{bf}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (11)$$

Notons que pour le nanofluide hybride simple:

$$\varphi_{np} = \varphi_{np1} + \varphi_{np2} \quad (12)$$

$$k_{np} = \frac{\varphi_{np1}k_{np1} + \varphi_{np2}k_{np2}}{\varphi_{np}} \quad (13)$$

• Viscosité dynamique

La viscosité caractérise la capacité d'un liquide à s'écouler. Ses connaissances sont essentielles pour toutes les applications impliquant le transfert de fluides. L'ajout de nanoparticules permet d'augmenter et d'améliorer la conductivité thermique du nanofluide, mais cela peut également conduire à une augmentation défavorable de la viscosité dynamique. Ainsi, ces deux propriétés sont étroitement liées et doivent être maîtrisées pour exploiter ce type de fluide dans diverses applications. De nombreuses études théoriques et expérimentales ont été menées afin d'estimer ou de mesurer la viscosité dynamique des nanofluides et de déterminer l'importance des principaux paramètres l'affectant. Plusieurs modèles théoriques ont été développés pour prédire l'évolution dynamique de la viscosité des suspensions sous certaines conditions. Dans cette partie, nous nous intéresserons aux modèles les plus utilisés dans le cas des nanofluides. Le lecteur pourra consulter les ouvrages suivants [165-166], dans lesquels sont répertoriés un plus grand nombre de modèles, souvent expérimentaux, et dont l'utilisation reste souvent applicable à des cas particuliers (nature des nanoparticules, diamètre, domaine de température ...).

D'une manière générale, les formules existantes dérivent du travail fondamental d'Einstein [167], qu'est considérées comme le premier chercheur à avoir mené des études pour déterminer la viscosité d'un fluide basique contenant des suspensions. L'équation d'Einstein peut prédire la viscosité effective des liquides dans des fractions de faible volume contenant des particules sphériques en suspension. L'équation est proposée sur la base de l'interaction des particules liquides.

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1 + 2.5\varphi_{np} \quad (14)$$

La théorie d'Einstein ne s'applique qu'aux suspensions très diluées alors que la pratique réelle traite des suspensions très diluées du milieu. Par conséquent, de Brinkman [168] a proposé une équation qui est valable même à des concentrations élevées:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = \frac{1}{(1 - \varphi_{np})^{2.5}} \quad (15)$$

Une autre expression théorique de la viscosité effective des sphères solides à l'exclusion de l'effet du mouvement brownien et des forces mutuelles a été proposée par Maiga et al. [169]:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1 + 7.3\varphi_{np} + 123\varphi_{np}^2 \quad (16)$$

De plus, on retrouve la corrélation de Batchelor [170] qui a étudié l'effet des interactions hydrodynamiques ou du mouvement brownien sur la viscosité des suspensions et a développé une relation valable pour des concentrations volumiques de particules jusqu'à 10 %:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1 + 2.5\varphi_{np} + 6.2\varphi_{np}^2 \quad (17)$$

La même chose est observée pour la corrélation de Corcione [163], qui a également étudié l'effet du mouvement brownien sur la viscosité des suspensions et a proposé la corrélation suivante:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = \frac{1}{1 - 34.87 \left(\frac{d_{np}}{d_{bf}}\right)^{-0.3} + \varphi_{np}^{1.03}} \quad (18)$$

Dans cette partie, je montrerai la méthode pour calculer la conductivité thermique et de la viscosité de différentes formes de nanoparticules dispersées dans l'eau.

III.2.1.2. Propriétés thermophysiques des formes de nanoparticules

Dans cette partie, nous présenterons les méthodes proposées dans la littérature pour calculer les propriétés physiques de différentes formes de nanoparticules:

- **Chaleur spécifique et masse volumique:**

Nous utiliserons respectivement les équations (2) et (3) pour estimer les valeurs de la densité et de chaleur spécifique des nanofluides avec toutes les formes de nanoparticules, car elles ne sont liées qu'à la fraction volumique des nanoparticules et aux propriétés thermophysiques des nanoparticules et ne sont pas liées à la forme de nanoparticules.

- **Viscosité dynamique**

Les simulations moléculaires dynamiques mentionnées dans la référence [171] montrent que la viscosité effective des suspensions de nanoparticules de μ_{hnf} est proportionnelle à la concentration volumique des nanoparticules dispersées et peut être décrite comme:

$$\frac{\mu_{nf}}{\mu_{bf}} = 1 + A1\varphi_{np} + A2\varphi_{np}^2 \tag{19}$$

Où μ_{bf} est la viscosité du fluide de base et A1 et A2 sont constants.

Cette équation a été utilisée par Elena et al. [172] pour évaluer la viscosité de différentes nanoparticules dispersées dans l'eau. En ce qui concerne, les valeurs des paramètres A1 et A2, elles ont été calculées expérimentalement et sont présentées dans le Tableau III.1.:

Tableau III.1. Coefficients d'amélioration de la viscosité				
	Plaque	Lame	Cylindrique	Brique
A1	37.1	14.6	13.5	1.9
A2	612.6	123.3	904.4	471.4

• **Conductivité thermique**

Dans cette partie, nous nous appuyerons sur le modèle de Hamilton et Crosser [173], qui permet de calculer le coefficient de conductivité thermique effectif pour un mélange hétérogène à deux composants et inclut le facteur de forme empirique n donné par $n = 3/\psi$.

$$\frac{k_{nf}}{k_{bf}} = \frac{k_{np} + (n - 1)k_{bf} + (n - 1)(k_{np} - k_{bf})\varphi_{np}}{k_{np} + k_{bf}(n - 1) - (k_{np} - k_{bf})\varphi_{np}} \tag{20}$$

ψ est la sphéricité définie comme le rapport entre la surface de la sphère et la surface de la particule réelle à volumes égaux).

Concernant les valeurs du facteur de forme n, elles ont été calculées empiriquement par Elena et al. [172] et sont présentées dans le Tableau III.2.:

Tableau III.2. Sphéricité et facteur de forme de différentes formes de nanoparticules				
	Plaque	Lame	Cylindrique	Brique
Sphéricité, ψ	0.85	0.36	0.62	0.81
Facteur de forme, $n = 3/\psi$	5.7	8.6	4.9	3.7

III.2.1.3. Nanofluides hybrides

Des décennies de recherche sur les nanofluides ont renforcé l'affirmation selon laquelle ils ont d'excellentes propriétés de transfert de chaleur. Les propriétés des nanofluides simples peuvent être améliorées en modifiant la concentration volumique des nanoparticules, cependant, il y a une limite à cela en raison du problème de l'augmentation négative de la viscosité. Pour résoudre cette limitation, des nanofluides hybrides ont été fabriqués par des chercheurs afin de maximiser les

propriétés uniques de différents types de nanoparticules. C'était les premiers jours d'expériences avec des nanofluides hybrides constitués de deux nanoparticules, cependant, ces dernières années, une nouvelle classe de fluides de travail a été découverte et largement explorée, constituée de deux ou trois nanoparticules solides ou oxyde de formes et de types différents dispersés dans un fluide conventionnel. Ces liquides sont appelés « nanofluides binaires ou ternaires », « nanofluides hybrides binaires ou ternaires ».

Je vais maintenant présenter deux nouvelles méthodes utilisées pour estimer les propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides binaires ou ternaires:

III.2.1.3.1. Nanofluides hybrides binaires

Les propriétés telles que la densité et la capacité thermique spécifique du nanofluide hybride dépendent de la concentration volumique des nanoparticules et les propriétés de fluide de base et des nanoparticules. La chaleur spécifique et la densité du nanofluide hybride binaires peuvent être évaluées sur la base du modèle de mélange [174].

- **Densité**

$$\rho_{hnf} = \rho_{np1}\varphi_{np1} + \rho_{np2}\varphi_{np2} + (1 - \varphi_{np1} - \varphi_{np2})\rho_{bf} \quad (21)$$

- **Chaleur spécifique**

$$Cp_{hnf} = \frac{\rho_{nf1}Cp_{nf1}\varphi_{np1} + \rho_{nf2}Cp_{nf2}\varphi_{np2} + (1 - \varphi_{np1} - \varphi_{np2})\rho_{bf}Cp_{bf}}{\rho_{hnf}} \quad (22)$$

Les propriétés thermophysiques telles que la viscosité dynamique et la conductivité thermique ne dépendent pas seulement de la concentration volumétrique de la nanoparticule, mais elles dépendent également d'autres paramètres tels que la forme des particules (sphérique, cylindrique, disque, brique et plaque). La concentration et la forme des nanoparticules ont été prises en compte dans cette analyse. Par conséquent, la conductivité thermique et la viscosité de nanofluides hybrides contenant des nanoparticules ayant différentes compositions et différentes formes ont été évaluées en utilisant la méthode d'interpolation [175] comme suit:

- **Conductivité thermique**

$$k_{hnf} = \frac{\varphi_{np1}k_{nf1} + \varphi_{np2}k_{nf2}}{\varphi_{hnf}} \quad (23)$$

$$\varphi_{hnf} = \varphi_{np1} + \varphi_{np2} \quad (24)$$

- Viscosité dynamique

$$\mu_{hnf} = \frac{\varphi_{np1}\mu_{nf1} + \varphi_{np2}\mu_{nf2}}{\varphi_{hnf}} \quad (25)$$

III.2.1.3.2. Nanofluides hybrides ternaires

Dans cette partie, nous nous sommes appuyés sur la même méthode utilisée pour calculer les propriétés des nanofluides hybrides binaires. La seule différence est que dans cette partie nous avons utilisé trois (3) types nanoparticules avec trois (3) formes différentes [175].

- Densité

$$\rho_{hnf} = \rho_{np1}\varphi_{np1} + \rho_{np2}\varphi_{np2} + \rho_{np3}\varphi_{np3} + (1 - \varphi_{np1} - \varphi_{np2} - \varphi_{np3})\rho_{bf} \quad (26)$$

- Chaleur spécifique

$$Cp_{hnf} = \frac{\rho_{nf1}Cp_{nf1}\varphi_{np1} + \rho_{nf2}Cp_{nf2}\varphi_{np2} + \rho_{nf3}Cp_{nf3}\varphi_{np3} + (1 - \varphi_{np1} - \varphi_{np2} - \varphi_{np3})\rho_{bf}Cp_{bf}}{\rho_{hnf}} \quad (27)$$

- Conductivité thermique

$$k_{hnf} = \frac{\varphi_{np1}k_{nf1} + \varphi_{np2}k_{nf2} + \varphi_{np3}k_{nf3}}{\varphi_{hnf}} \quad (28)$$

$$\varphi_{hnf} = \varphi_{np1} + \varphi_{np2} + \varphi_{np3} \quad (29)$$

- Viscosité dynamique

$$\mu_{hnf} = \frac{\varphi_{np1}\mu_{nf1} + \varphi_{np2}\mu_{nf2} + \varphi_{np3}\mu_{nf3}}{\varphi_{hnf}} \quad (30)$$

III.2.2. Modèle de mélange à deux phases

Le modèle de mélange à deux phases est essentiellement une approche à fluide unique avec un comportement à deux phases. Cela implique que le couplage entre le fluide de base (phase primaire) et les nanoparticules (phase secondaire) est fort et que les nanoparticules se déplacent à la même vitesse que le fluide de base [176].

- Masse volumique

$$\rho_m = (1 - \varphi_{hnf})\rho_{bf} + \sum_{np=1}^n \varphi_{np}\rho_{np} \quad (31)$$

$$\varphi_{hnf} = \varphi_{np1} + \varphi_{np2} \quad (32)$$

• Conductivité thermique

$$k_m = (1 - \varphi_{hnf})k_{bf} + \sum_{np=1}^n \varphi_{np}k_{np} \tag{33}$$

• Chaleur spécifique

$$Cp_m = (1 - \varphi_{hnf})Cp_{bf} + \sum_{np=1}^n \varphi_{np}Cp_{np} \tag{34}$$

III.3. PROPRIÉTÉS THERMOPHYSIQUES DES NANOPARTICULES

Les nanoparticules utilisées dans cette thèse ont été sélectionnées en raison de leurs propriétés thermophysiques particulières [177-180], qui ont contribué à leur large utilisation dans la littérature liée au sujet de cette thèse. Tableau III.3. Résume les paramètres thermophysiques des nanoparticules utilisées pour chaque application (Voir chapitre V).

Tableau III.3. Propriétés thermo-physiques des fluides de base et des nanoparticules utilisées dans chaque application

Applications	Matériaux	ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg K)	k (W/m K)	μ (kg/m s)
N°01	Air	1.225	1006.43	0.0242	2.19x10 ⁻⁵
	Couche époxy	1150	1668.5	0.236	–
	Aluminium	2719	871	202.4	–
N°02	Eau	997.1	4179	0.613	0.0010030
	Al ₂ O ₃	3970	765	40	–
N°03	Eau	997.1	4179	0.613	0.0010030
	TiO ₂	4250	686.2	8.9538	–
N°04	Eau	997.1	4179	0.613	0.0010030
	Al ₂ O ₃	3970	765	40	–
	MgO	955	3560	45	–
N°05	Eau	997.1	4179	0.613	0.0010030
	Al ₂ O ₃	3970	765	40	–
	Ag	10500	235	429	–
	Cu	8933	385	400	–
	Eau	997.1	4179	0.613	0.0010030

N°06	Al ₂ O ₃	3970	765	40	–
	Cu	8933	385	400	–
N°07	Eau	997.1	4179	0.613	0.0010030
	SiO ₂	2220	745	1.4	–
	CuO	6500	533	17.65	–
N°08	Hitec, Sel solaire et Hitec XL	Voir les équations de 35 à 46			
	Gr	2100	710	5000	–
	Al ₂ O ₃	3970	765	40	–
N°09	Eau	997.1	4179	0.613	0.0010030
	Al ₂ O ₃	3970	765	40	–
	Cu	8933	385	400	–
N°10	Eau	997.1	4179	0.613	0.0010030
	Al ₂ O ₃	3970	765	40	–
	CNT	2100	410	3007.4	–

Pour la neuvième (N°09) application, chacun des trois sels fondus suivants: Hitec, Hitec XL et Sel solaire [181-182] ont été utilisés comme fluides de base. Étant largement utilisés dans les systèmes de stockage d'énergie thermique, les centrales électriques à concentration ainsi que dans les récepteurs centraux des systèmes d'antennes solaires et des tours, pour fonctionner à des températures élevées sans changement de phase ni risque d'instabilité. Les points de fusion de ces trois sels sont respectivement de 220 °C, 142 °C et 120 °C, respectivement. Les caractéristiques thermophysiques des trois sels fondus ($Cp_{bf}, \rho_{bf}, k_{bf}, \mu_{bf}$) en fonction de la température (T en K) sont décrites à l'aide des équations ci-dessous:

✚ **Sel solaire:** est un sel binaire composé de nitrates de sodium et de potassium:

60 wt% of NaNO₃ + 40 wt% of KNO₃:

$$Cp_{bf} = 1443 + 0.172(T - 273.15) \tag{35}$$

$$\rho_{bf} = 2090 - 0.636(T - 273.15) \tag{36}$$

$$k_{bf} = 0.443 + 1.9 \times 10^{-4}(T - 273.15) \tag{37}$$

$$\mu_{bf} = 2.2714 \times 10^{-2} - 1.2 \times 10^{-4}(T - 273.15) + 2.281 \times 10^{-7}(T - 273.15)^2 - 1.474 \times 10^{-10}(T - 273.15)^3 \tag{38}$$

✚ **Hitec**: est un triple sel composé de nitrates alcalins de sodium et de potassium et de nitrites alcalins de sodium : 5 wt% KNO_3 + 47 wt% NaNO_2 + 48 wt% $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$:

$$Cp_{bf} = 1560 \quad (39)$$

$$\rho_{bf} = 2084 - 0.74(T - 273.15) \quad (40)$$

$$k_{bf} = 0.411 + 4.36 \times 10^{-4}(T - 273.15) - 1.54 \times 10^{-6}(T - 273.15)^2 \quad (41)$$

$$\mu_{bf} = 10 \times 10^{2.7374}(T - 273.15)^{-2.104} \quad (42)$$

✚ **Hitec XL**: est un mélange de trois sels, mais il est composé de nitrate de sodium, de potassium et de calcium : 53 wt% NaNO_3 + 40 wt% KNO_3 + 7 wt% NaNO_3 :

$$Cp_{bf} = -0.33T(1634) \quad (43)$$

$$\rho_{bf} = 2240 - 0.827(T - 273.15) \quad (44)$$

$$k_{bf} = 0.519 \quad (45)$$

$$\mu_{bf} = 10^{6.1374}(T - 273.15)^{-3.36406} \quad (46)$$

Les corrélations utilisées pour estimer les caractéristiques thermophysiques des sels fondus (Sel solaire, Hitec et Hitec XL) sont acceptables pour les plages de température suivantes : $533 \leq T \leq 873$; $533 \leq T \leq 873$; $415 \leq T \leq 808$; $403 \leq T \leq 823$.

• Remarque

Par rapport à toutes les expressions mathématiques liées à la température utilisées pour calculer les propriétés physiques des nanofluides simples ou hybrides. Ils sont programmés à l'aide de code C++ et intégré au logiciel commercial Ansys Fluent avant de commencer les calculs.

III.4. PRODUCTION D'ENTROPIE

Selon l'interprétation donnée par Bejan [183], la viscosité du liquide et sa perte d'énergie lors de l'échange de chaleur sont deux causes majeures d'irréversibilité dans les opérations d'échange de chaleur. Selon la deuxième loi de la thermodynamique, car la plupart des processus sont irréversibles, chaque processus d'échange de chaleur réel implique un changement d'entropie. L'entropie est la représentation qualitative de la perte de travail / d'énergie lors de tout événement naturel, et elle est comprise comme la différence limitée de température dans les applications de transfert de chaleur [184]. D'une autre part, le taux global de production d'entropie ($S_{p,t}$) dans un milieu poreux à convection forcée est composé de trois parties [185-187]:

Taux de production d'entropie due à l'échange de chaleur:

$$S_{p,th}''' = \frac{k}{T^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (47)$$

Taux de production d'entropie due à la force de frottement:

$$S_{p,v}''' = \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (48)$$

Taux de production d'entropie due aux milieux poreux :

$$S_{p,p}''' = \frac{\mu}{TK} (u^2 + v^2 + w^2) \quad (49)$$

Les productions totales d'entropie ont été calculées en intégrant numériquement la production d'entropie locale sur l'ensemble du champ de calcul :

$$S_{p,th} = \iiint S_{p,th}''' dv \quad , \quad S_{p,v} = \iiint S_{p,v}''' dv \quad \text{and} \quad S_{p,p} = \iiint S_{p,p}''' dv \quad (50)$$

Le taux de production d'entropie totale est calculé comme suit:

$$S_{p,t} = S_{p,th} + S_{p,v} + S_{p,p} \quad (51)$$

Où $S_{p,th}$, $S_{p,v}$ et $S_{p,p}$ sont respectivement les taux de production d'entropie thermique, frictionnelle et poreuse. Une variable sans dimension connue sous le nom de nombre de Bejan (Be) est utilisée pour démontrer la contribution de l'irréversibilité de l'échange de chaleur à l'irréversibilité globale. Le nombre Bejan est une quantité sans dimension établie comme le rapport de la génération d'entropie thermique à la génération d'entropie globale. Cette variable sans dimension peut être exprimée comme indiqué ci-dessous :

$$Be''' = \frac{S_{p,th}}{S_{tot}} = \frac{S_{p,th}}{S_{p,th} + S_{p,v} + S_{p,p}} \quad (52)$$

De même, le nombre de Bejan moyen (Be) peut être calculé à l'aide de la formule suivante :

$$Be = \iiint Be''' dv \quad (53)$$

III.5. CONCLUSION

Le but de ce chapitre est de résumer les différentes méthodes utilisées dans cette thèse pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides simples, binaires ou ternaires, en utilisant la méthode monophasique ou le modèle de mélange diphasique. Nous avons également fourni un aperçu complet des méthodes utilisées pour évaluer l'entropie d'un système. Les principaux résultats obtenus dans ce chapitre sont les suivants:

- ✚ Les propriétés des nanofluides dépendent de nombreux paramètres, tels que le type, le diamètre, la fraction volumique, la forme des particules, la température et le mouvement brownien des nanoparticules.
- ✚ Aucune formule théorique n'est actuellement disponible pour les prédire avec précision.
- ✚ Une nouvelle classe de fluides de travail composée de deux ou trois nanoparticules solides de formes et de types variés dispersées dans un fluide conventionnel a été découverte et largement explorée.
- ✚ Les méthodes utilisées pour évaluer les propriétés lors de l'utilisation de la méthode du modèle monophasique sont complètement différentes de celles utilisées pour le modèle diphasique, en particulier pour calculer la conductivité thermique et la viscosité.
- ✚ En ce qui concerne l'entropie, la plupart des chercheurs s'accordent sur les mêmes termes utilisés pour la calculer, et son évaluation porte sur les propriétés physiques du fluide utilisé, ainsi que sur les conditions aux limites du système.

CHAPITRE IV

Modèle mathématique et méthode numérique

SOMMAIRE

IV.1. INTRODUCTION	61
IV.2. ÉQUATIONS GÉNÉRALES	61
IV.2.1. Modèle monophasique	62
IV.2.2. Modèle de mélange à deux phases	63
IV.3. RÉOLUTION DES ÉQUATIONS DE NAVIER-STOKES	65
IV.4. MODÈLE DE TURBULENCE	66
IV.4.1. Méthode de simulation numérique directe (DNS)	67
IV.4.2. Méthode de Navier-Stokes moyennée par Reynolds (RANS)	67
IV.4.2.1. Modèle de viscosité turbulente	68
IV.4.2.2. Modèles d'équation de contraintes de Reynolds	69
IV.4.2.3. Le modèle de turbulence Shear-Stress Transport $k - \omega$	71
IV.4.2.4. Le modèle de turbulence $k - \varepsilon$	71
IV.4.3. Méthode de simulation des grands tourbillons (LES)	72
IV.5. PRÉSENTATION DU LOGICIEL DE CALCUL	73
IV.5.1. Modéliser un écoulement turbulent avec Ansys Fluent	74
IV.6. NOMBRES ADIMENSIONNELS	75
IV.6.1. Nombre de Reynolds	75
IV.6.2. Nombre de Prandtl	76
IV.6.3. Nombre de Nusselt	76

IV.6.4. Nombre de Hartmann.....	76
IV.6.5. Chute de pression.....	77
IV.6.6. Puissance de pompage.....	77
IV.6.7. Coefficient de frottement.....	77
IV.6.8. Critère d'évaluation de performance.....	77
IV.7. CONCLUSION.....	78

IV.1. INTRODUCTION

La convection est l'un des trois modes de transfert de chaleur, avec la conduction et le rayonnement. Le terme convection désigne les transferts de chaleur qui se produisent entre une surface et un fluide en mouvement lorsque ces derniers sont à des températures différentes. Pour étudier la convection, il existe plusieurs méthodes numériques et expérimentales. De nos jours, la simulation numérique est considérée comme la méthode la moins coûteuse et la plus utilisable en comparaison aux méthodes expérimentales, car elle a permis de comprendre les différents phénomènes de transfert thermique et leur couplage. Afin de formaliser la convection forcée et naturelle, il est nécessaire de décrire le couplage des champs de température, de pression et de vitesse à partir des équations de conservation de la quantité de mouvement, de la masse et de l'énergie. Ce chapitre est consacré à la modélisation des équations des cas traités dans cette thèse en utilisant les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes) et de l'énergie. De plus, tous les nombres adimensionnels et les coefficients que nous avons utilisés sont présentés.

IV.2. ÉQUATIONS GÉNÉRALES

La formule mathématique des phénomènes de convection dépend des équations qui relient les différents paramètres, à savoir : la vitesse, la pression et la température. Ces équations sont obtenues comme des cas particuliers à partir des équations générales suivantes (équation de continuité, équation de conservation de la quantité de mouvement et équation de conservation de l'énergie). Les équations de Navier-Stokes sont des équations aux dérivées partielles non linéaires qui décrivent le mouvement des fluides newtoniens (donc des gaz et de la majeure partie des liquides). Ces équations décrivent le comportement de tout ce qui est en écoulement dans l'univers. Elles sont la pierre angulaire de la mécanique des fluides. La résolution de ces équations est difficile, et l'existence de solutions aux équations de Navier-Stokes n'est pas démontrée mathématiquement. Cependant, elles permettent souvent par une résolution approchée de proposer une modélisation de nombreux phénomènes. Comme, les courants océaniques, le comportement des gratte-ciel ou des ponts sous l'action du vent, ou encore celui des avions, trains ou voitures à grande vitesse pour leurs bureaux d'études concepteurs, ainsi que l'écoulement de l'eau dans un tuyau ou de nombreux autres phénomènes d'écoulement de

divers fluides. Ces équations peuvent être écrites dans un repère fixe (description Eulérienne), ou bien dans un repère mobile (description Lagrangienne).

Fondamentalement, il existe deux modèles pour modéliser le comportement de transfert de chaleur des nanofluides, à savoir le modèle monophasique et le modèle de mélange à deux phases:

IV.2.1. Modèle monophasique

Dans cette partie, un modèle monophasique basé sur une méthode homogène a été utilisé pour évaluer les différentes caractéristiques thermophysiques des nanofluides.

- **Équation de continuité**

Le principe de conservation de la masse conduit à l'équation de continuité qui s'exprime sous forme tensorielle comme suit [188]:

$$\nabla \cdot (\rho_{hnf} \vec{V}) = 0 \tag{1}$$

- **Équation de conservation de la quantité de mouvement**

L'équation de quantité de mouvement est dérivée du principe de base de la dynamique des fluides et peut être écrite sous forme de tenseur comme suit [188-189]:

- **Sans matériau poreux**

$$\nabla \cdot (\rho_{hnf} \vec{V} \vec{V}) = -\frac{1}{\rho_{hnf}} \nabla P + \nabla \cdot (v_{hnf} (\nabla \vec{V})) \tag{2}$$

- **Avec matériau poreux**

$$\frac{1}{\varepsilon^2} (\vec{V} \nabla) \vec{V} = -\frac{1}{\rho_{hnf}} \nabla(P) + \frac{v_{hnf}}{\varepsilon} \nabla^2 (\vec{V}) - \left(\frac{v_{hnf}}{K} + \frac{C_D}{\sqrt{K}} |\vec{V}| \vec{V} \right) \tag{3}$$

C_D représentent le coefficient d'inertie et peuvent être donnés par [190]:

$$C_D = \frac{1.75}{\sqrt{150} \varepsilon^3} \tag{4}$$

- **Équation de conservation de l'énergie**

L'équation de conservation de l'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique et elle peut être écrite comme suit [188-189]:

- **Sans matériau poreux**

$$\nabla \cdot (\rho_{hnf} \vec{V} C p_{hnf} T) = \nabla \cdot (k_{hnf} \nabla T) \tag{5}$$

- Avec matériau poreux

$$\nabla \cdot (\rho_{hnf} \vec{V} C p_{hnf} T) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) \quad (6)$$

$$k_{eff} = \varepsilon k_{hnf} + (1 - \varepsilon) k_s \quad (7)$$

- Équation d'énergie pour les blocs solides

La conduction thermique en régime permanent dans des blocs solides avec au moins une génération de chaleur peut s'écrire [191]:

$$\nabla^2 T = 0 \quad (8)$$

IV.2.2. Modèle de mélange à deux phases

Pour utiliser ce modèle, il faut résoudre les équations de quantité de mouvement du mélange qui donnent ensuite le seul ensemble de composantes de vitesse, la composante de vitesse de phase secondaire est obtenue en utilisant des formulations algébriques. Ici, les phases sont supposées s'interpénétrer les unes avec les autres. Cela indique que chaque phase a son propre champ de vitesse pour la concentration volumique donnée. Cependant, les phases (primaire et secondaire) partagent la même valeur de pression. La cause de la phase primaire sur la phase secondaire est évaluée par la valeur de la force de traînée. De même, les influences de la phase secondaire sur la phase primaire peuvent être mises à jour au moyen des pertes de quantité de mouvement moyennes. Les équations gouvernantes de chaque phase sont résolues séparément. Pour la phase primaire (ici, la phase de fluide de base), les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie sont résolues. Pour la phase secondaire (nanoparticules), pour la phase secondaire (nanoparticules), la concentration volumique de l'équation scalaire est résolue en considérant l'adaptation faite par le glissement de phase.

- Equation de continuité

L'équation de continuité pour le mélange peut être exprimée comme [192]:

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{V}_m) = 0 \quad (9)$$

$$\vec{V}_m = \sum_{np=1}^n \frac{\varphi_{np} \rho_{np} \vec{V}_{np}}{\rho_m} \quad (10)$$

Où, ρ_m est la masse volumique du nanofluide, \vec{V}_m est la vitesse moyenne en masse du nanofluide, \vec{V}_{np} est la vitesse des nanoparticules, φ_{np} est la fraction volumique des nanoparticules, np est la

nanoparticule solide et n est le nombre de phases (à n = 1 le nanofluide est simple et à n=2 le nanofluide est hybride).

• **Équation de conservation de la quantité de mouvement**

L'équation de quantité de mouvement pour le cas d'un champ magnétique peut s'écrire comme suit [193-194]:

• **Sans l'effet d'un champ magnétique**

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{V}_m \vec{V}_m) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu_m (\nabla \vec{V}_m)) + \nabla \cdot \sum_{np=1}^n (\varphi_{np} \rho_{np} \vec{V}_{dr,np} \vec{V}_{dr,np}) \quad (11)$$

• **Sous l'effet d'un champ magnétique**

$$\nabla \cdot (\rho_m \vec{V}_m \vec{V}_m) = -\nabla P + \nabla \cdot (\mu_m (\nabla \vec{V}_m)) + \nabla \cdot \sum_{np=1}^n (\varphi_{np} \rho_{np} \vec{V}_{dr,np} \vec{V}_{dr,np}) + \mu_0 (\vec{M} \cdot \nabla) \vec{H} \quad (12)$$

Où, $\vec{V}_{dr,np}$ est la vitesse de dérive de la nanoparticule, elle peut s'écrire :

$$\vec{V}_{dr,np} = \vec{V}_{np} - \vec{V}_m \quad (13)$$

La vitesse de dérive et la vitesse de glissement peuvent être liées comme suit :

$$\vec{V}_{dr,np} = \vec{V}_{np,bf} - \sum_{np=1}^n \frac{\varphi_{np} \rho_{np} \vec{V}_{np,bf}}{\rho_m} \quad (14)$$

La vitesse de glissement est définie comme la vitesse de la deuxième phase (np) par rapport à la vitesse de la première phase (bf), comme suit :

$$\vec{V}_{np,f} = \vec{V}_{np} - \vec{V}_{bf} \quad (15)$$

La formule de calcul de la vitesse de glissement ($\vec{V}_{np,f}$) estimée par Manninen et al. [195] comme suit :

$$\vec{V}_{np,f} = \frac{\rho_{np} d_{np}^2}{18 \mu_{bf} f_{drag}} \frac{(\rho_{np} - \rho_m)}{\rho_{np}} \vec{a} \quad (16)$$

d_{np} et \vec{a} désignent respectivement le diamètre et l'accélération de la nanoparticule.

Où:

$$\vec{a} = \vec{g} - (\vec{V}_m \cdot \nabla) \vec{V}_m \quad (17)$$

\vec{g} désigne l'accélération gravitationnelle

La fonction de traînée (f_{drag}) peut également être calculée en utilisant la corrélation proposée par Schiller et Naumann [196]:

$$f_{\text{drag}} = \left\{ \begin{array}{ll} 1 + 0.15Re_{np}^{0.687} & Re_{np} \leq 1000 \\ 0.0183Re_{np} & Re_{np} > 1000 \end{array} \right\} \quad (18)$$

$$Re_{np} = \frac{V_m d_n}{\nu_m} \quad (19)$$

• **Équation de conservation de l'énergie**

$$\nabla \cdot \sum_{np=1}^n (\varphi_{np} \vec{V}_{np} \rho_{np} C_{p,np} T) = \nabla \cdot (k_m \nabla T) \quad (20)$$

• **Équation de volume de fraction**

L'équation de volume de fraction de la phase secondaire peut être obtenue à partir de l'équation de continuité de la phase secondaire comme suit [192]:

$$\nabla \cdot (\varphi_{np} \rho_{np} \vec{V}_m) = -\nabla \cdot (\varphi_{np} \rho_{np} \vec{V}_{dr,np}) \quad (21)$$

\vec{V}_{np} et \vec{V}_{bf} sont respectivement la vitesse de la phase secondaire et de la phase primaire.

IV.3. RÉOLUTION DES ÉQUATIONS DE NAVIER-STOKES

Les équations de Navier-Stokes sont complexes et posent quelques difficultés qui sont les suivantes :

- Il y a 4 inconnues pour 3 équations (Pression + champ des vitesses en 3D).
 - Ce sont des équations différentielles non linéaires, à cause du phénomène de turbulence.
- Au final, la complexité des équations de Navier-Stokes est due essentiellement à deux termes, qui rendent ces équations irrésolvables dans leur intégralité:
- Le terme d'inertie (ou de convection de quantité de mouvement) noté α , qui rend l'équation non linéaire et représente donc les turbulences.
 - Le terme de diffusion visqueuse dû au transfert de quantité de mouvement, noté β qui introduit des dérivées du second ordre.

$$\nabla \cdot \left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \underbrace{\vec{V} \vec{V}}_{\alpha} \right) = -\frac{1}{\rho_{mf}} \nabla P + \underbrace{\nabla \cdot (\nu_{hmf} \nabla \vec{V})}_{\beta} \quad (22)$$

Il est intéressant de savoir que lorsque $\beta > \alpha$, l'écoulement sera laminaire ou quasilaminaire ; alors que quand $\beta < \alpha$, l'écoulement sera turbulent.

Pour simplifier la résolution des équations de Navier-Stokes, il est possible de faire certaines hypothèses ou bien de caractériser le système, c'est-à-dire le fluide ou l'écoulement. Nous allons prendre pour exemple les simplifications suivantes:

- ✚ **Fluide incompressible:** Considérer le fluide incompressible signifie que le terme ρ est constant dans nos équations. Cette hypothèse est vérifiée pour l'eau liquide à température fixe et les métaux en fusion. Elle est aussi vérifiée pour certains gaz. De plus, ce type de problème se rencontre dans des situations où la variation de température dans le milieu est faible et où l'on peut donc considérer la viscosité (μ) constante.
- ✚ **Fluide non visqueux:** si nous considérons le fluide non visqueux, les effets visqueux sont présumés négligeables et les termes visqueux des équations de Navier-Stokes sont éliminés, donc $\mu = 0$. Ce qui simplifie grandement ces équations.
- ✚ **Fluide très visqueux (effets d'inertie négligés):** en négligeant les effets d'inertie, les termes correspondants des équations de Navier-Stokes disparaissent. La forme simplifiée de ces équations est appelée écoulement de Stokes.
- ✚ **Écoulement stationnaire:** un écoulement est dit stationnaire ou permanent si la vitesse ne dépend pas explicitement du temps. Dans les équations, on aura donc : $\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = 0$, ce qui simplifie le système. Cependant, bien que ces hypothèses facilitent la résolution des équations de Navier-Stokes, elles ne sont pas toujours justes, et selon le système étudié, ces hypothèses peuvent être judicieuses ou au contraire ne pas représenter la réalité.

IV.4. MODÈLE DE TURBULENCE

Dans une étude numérique dans des conditions d'écoulement turbulent, le problème physique est exprimé par des formules mathématiques appelées modèles de turbulence. La modélisation correcte des quantités turbulentes est fondamentale dans la conduite des simulations de transfert de chaleur. Il est important de prévoir à la fois le comportement des parois proches et les structures complexes de l'écoulement principal. La turbulence provoque l'apparition dans l'écoulement de tourbillons avec une large gamme d'échelles de longueur et de temps qui interagissent de manière dynamiquement complexe. Compte tenu de l'importance d'éviter ou de promouvoir la turbulence dans les applications d'ingénierie, il n'est pas surprenant qu'une quantité substantielle d'efforts de recherche soit consacrée au développement de méthodes numériques pour capturer les effets importants dus à la turbulence. Les méthodes peuvent être regroupées dans les trois catégories suivantes:

IV.4.1. Méthode de simulation numérique directe (DNS)

C'est une simulation en dynamique computationnelle des fluides est une branche de la mécanique des fluides qui utilise l'analyse numérique et les structures de données pour analyser et résoudre des problèmes impliquant des écoulements de fluides) . Dans celle-ci, C'est une simulation en dynamique computationnelle des fluides est une branche de la mécanique des fluides qui utilise l'analyse numérique et les structures de données pour analyser et résoudre des problèmes impliquant des écoulements de fluides) . Dans celle-ci, les équations de Navier-Stokes sont résolues numériquement sans aucun modèle de turbulence. Lorsque l'on utilise la méthode DNS, toutes les gammes des échelles spatiales et temporelles de la turbulence doivent être résolues : maillage de calcul, petites échelles dissipatives (Kolmogorov), échelle intégrale L . L'exigence de stockage de mémoire dans un DNS augmente très rapidement avec le nombre de Reynolds. En effet, la méthode DNS nécessite un certain nombre de points de maillage satisfaisant.

IV.4.2. Méthode de Navier-Stokes moyennée par Reynolds (RANS)

La simulation numérique directe des écoulements turbulents est très difficile et prend beaucoup de temps. D'un point de vue technique, la plupart du temps, il n'est pas nécessaire de connaître tous les détails de la turbulence, c'est pourquoi d'autres approches alternatives ont été développées pour l'analyse de la turbulence. Par exemple, nous trouvons la modélisation Reynolds Averaged Navier Stokes, où l'hypothèse derrière les équations RANS cherche à montrer que la vitesse instantanée peut être décomposée en la vitesse moyenne du débit et ses fluctuations turbulentes. On moyenne alors dans le temps les équations de Navier-Stokes ainsi, la dérivée du temps disparaît. Afin d'appliquer cette méthode, nous devons alors utiliser la décomposition de Reynolds. Cette décomposition introduit des inconnues appelées contraintes Reynolds qui sont des fonctions représentant les fluctuations de la vitesse et qui requièrent un modèle de la turbulence pour produire un système avec des équations solvables. En d'autres termes, les écoulements turbulents sont caractérisés par des champs de vitesse fluctuants. Ces fluctuations mélangent les quantités transportées telles que la quantité de mouvement, l'énergie et la concentration des espèces, et provoquent la fluctuation des quantités transportées. Comme ces fluctuations peuvent être de petite échelle et de haute fréquence, elles sont trop coûteuses en calcul pour être simulées directement dans les calculs d'ingénierie pratiques. Au lieu de cela, les équations instantanées (exactes) peuvent être moyennées dans le temps, moyennées par ensemble ou manipulées d'une

autre manière pour supprimer la résolution des petites échelles, ce qui donne un ensemble modifié d'équations dont la résolution est moins coûteuse en termes de calcul. Cependant, les équations modifiées contiennent des variables inconnues supplémentaires, et des modèles de turbulence sont nécessaires pour déterminer ces variables en termes de quantités connues. Les équations Navier-Stokes moyennées par Reynolds (RANS) régissent le transport des quantités d'écoulement moyennées, avec toute la gamme des échelles de turbulence modélisées. L'approche de modélisation basée sur les équations RANS réduit donc considérablement l'effort de calcul et les ressources nécessaires, et est largement adoptée pour les applications d'ingénierie pratiques. Une hiérarchie entière de modèles de fermeture est disponible dans logiciel Ansys fluent [197], y compris Spalart-Allmaras, $k - \varepsilon$ et ses variantes, $k - \omega$ et ses variantes, et le RSM. Les équations RANS sont souvent utilisées pour calculer des écoulements dépendant du temps, dont l'instabilité peut être imposée de l'extérieur (par exemple, des conditions aux limites ou des sources dépendant du temps) ou autoentretenu (par exemple, le balayage tourbillonnaire, les instabilités d'écoulement). Malheureusement, aucun modèle de turbulence n'est universellement reconnu comme étant supérieur pour toutes les classes de problèmes. Le choix du modèle de turbulence dépendra de considérations telles que la physique de l'écoulement, la pratique établie pour une classe spécifique de problèmes, le niveau de précision requis, les ressources informatiques disponibles et le temps disponible pour la simulation. Pour faire le choix du modèle le plus approprié à votre application, vous devez comprendre les capacités et les limites des différentes options. Le but de cette section est de donner un aperçu des problèmes liés aux modèles de turbulence fournis dans Ansys fluent. L'effort de calcul et le coût en termes de temps CPU et de mémoire des modèles individuels sont discutés. Bien qu'il soit impossible d'énoncer catégoriquement quel modèle est le meilleur pour une application spécifique, des directives générales sont présentées pour vous aider à choisir le modèle de turbulence approprié pour le flux que vous souhaitez modéliser. Nous parlons ici de modélisation turbulente, car cette décomposition fait apparaître six nouvelles variables (convection, production, interactions turbulente pression-déformation, transport dû à la rotation et dissipation) créant alors un problème de fermeture. Afin de résoudre ce problème, nous pouvons utiliser deux méthodes:

IV.4.2.1. Modèle de viscosité turbulente

Pour ce modèle, nous pouvons faire une analogie à la viscosité moléculaire. En effet, la

viscosité turbulente est associée aux composants fluctuants de la vitesse. Ainsi, en assurant ce modèle au niveau moléculaire, tous les modèles de viscosité peuvent alors être perçus comme simples, linéaires ou ayant une relation non linéaire entre les contraintes de Reynolds et les gradients de vitesse. Nous avons alors plusieurs catégories de modèles:

- ✦ **Modèles algébriques/à zéro équation:** modèle de longueur de mélange.
- ✦ **Modèles à une équation:** modèles de Prandtl à une équation.
- ✦ **Modèles à deux équations:** modèles $k - \varepsilon$, $k - \omega$ et SST $k - \omega$. Ces derniers modèles font partie des plus utilisés pour résoudre des problèmes industriels complexes sur les flux turbulents. Peu coûteux et assez précis. Cependant, pour les flux ayant un fort degré d'anisotropie, les performances de tels modèles sont insuffisantes.

IV.4.2.2. Modèles d'équation de contraintes de Reynolds

Ce second modèle, plus complet, présente une fermeture du second ordre. Il s'appuie sur l'équation exacte de transport des contraintes de Reynolds. Pour ce faire, les composants du tenseur de tension de Reynolds sont directement calculés.

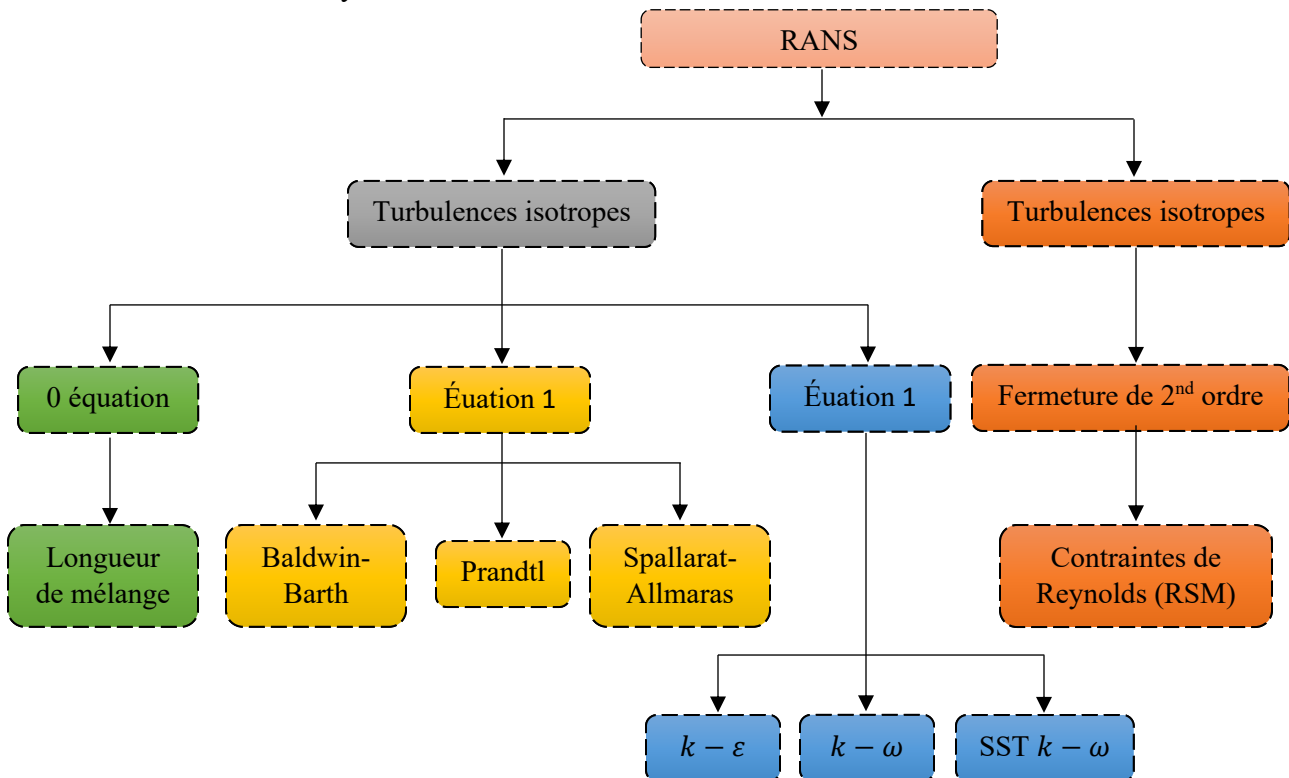


Figure IV.1. Techniques de résolution des équations de RANS selon les différentes catégories de modèles

Cette méthode ne requiert aucune hypothèse d'isotropie cependant, l'équation contient toujours des quantités inconnues et l'utilisation de ce modèle est compliquée donc coûteuse. Vous trouverez sur la Figure IV.1. Un schéma représentant différentes techniques de résolution des équations de la méthode RANS.

Les équations de Navier-Stoke moyennées de Reynolds (RANS) doivent être résolues lors de la simulation numérique et sont exprimées comme suit:

- **Équation de continuité**

$$\frac{\partial(\rho_{hnf}U_j)}{\partial x_j} = 0 \tag{23}$$

- **Équation de quantité de mouvement**

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_{hnf}U_jU_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{hnf} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \rho_{hnf} \overline{u'_i u'_j} \right] \tag{24}$$

La contrainte de Reynolds $(\overline{\rho u'_i u'_j})$ et le flux de chaleur turbulent. $(\overline{\rho T' u'_j})$ apparaissent en raison de la moyenne temporelle des équations de NavierStokes et d'énergie; et ces termes doivent être fermés en incorporant un modèle de turbulence approprié.

Ici, le terme $\overline{\rho u'_i u'_j}$ désigne la contrainte de Reynolds peut être spécifiée en utilisant un modèle de viscosité tourbillonnaire linéaire. L'hypothèse de Boussinesq [198] a proposé la relation entre les contraintes de Reynolds et les gradients de vitesse moyenne comme suit:

$$-\rho_{hnf} \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \tag{25}$$

Où la viscosité turbulente peut être définie comme suit:

$$\mu_t = \rho_{hnf} C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{26}$$

- **Équation de conservation de l'énergie**

$$\frac{\partial \rho_{hnf} T}{\partial t} + \rho_{hnf} U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{k_{hnf}}{Cp_{hnf}} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho_{hnf} \overline{T' u'_j} \right] \tag{27}$$

$$\rho_{hnf} \overline{T' u'_j} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} \tag{28}$$

Où $\overline{T' u'_j}$ désigne le flux de chaleur turbulent et Pr_t est le nombre de Prandtl turbulent.

IV.4.2.3. Le modèle de turbulence Shear-Stress Transport $k - \omega$

Dans la présente étude, le modèle de turbulence $k - \omega$ SST proposé par Mentor [199] est mis en œuvre pour modéliser les quantités de turbulence. Les équations gouvernantes pour l'énergie cinétique de la turbulence (k) et sa dissipation spécifique (ω) sont écrites comme suit :

$$\frac{\partial(\rho_{hnf}kU_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (29)$$

$$\frac{\partial(\rho_{hnf}\omega U_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (30)$$

Où G_k est la production d'énergie cinétique de turbulence basée sur les gradients de vitesse moyens, G_ω est la production de ω , Γ_k et Γ_ω sont la dilatation ondulante de k et ω , respectivement. Y_k et Y_ω indiquent la dilatation de k et ω due à la turbulence. S_k et S_ω sont des termes de ressource définie par l'utilisateur. D_ω est le terme de diffusion croisée. Le modèle de turbulence $k - \omega$ SST avec une correction faible de Re a été utilisé en raison de ses bonnes performances et de son faible coût de calcul dans le refroidissement par impact de jet. Puisque la fonction de paroi à faible correction Re a été utilisée pour le calcul numérique, y^+ a été prévu pour être presque 1.0 sur la surface cible. Ce modèle est basé sur une combinaison des modèles $k - \varepsilon$ et $k - \omega$: près des limites de l'écoulement, le modèle $k - \omega$ est utilisé pour plus de précision, et au cœur de l'écoulement c'est le modèle $k - \varepsilon$ qui est utilisé.

IV.4.2.4. Le modèle de turbulence $k - \varepsilon$

Pour résoudre le système des équations ci-dessus, nous avons maintenant utilisé le modèle de turbulence standard $k - \varepsilon$, qui comporte deux équations de transport avec deux paramètres de turbulence, à savoir l'équation de l'énergie cinétique turbulente (k) et l'équation du taux de dissipation turbulente (ε), qui s'expriment respectivement comme suit :

$$\frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (31)$$

$$\frac{\partial(\rho U_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} \left(C_{\varepsilon 1} \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon \right) \quad (32)$$

Les fonctions d'amortissement dans le modèle standard sont à l'unité. C_μ , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ sont des constantes empiriques du modèle $k - \varepsilon$ et σ_k et σ_ε sont le nombre de Prandtl turbulent pour k et ε , respectivement. Les valeurs de ces constantes sont données ci-dessous:

$$\sigma_k = 1.00, \sigma_\varepsilon = 1.314, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92 \text{ et } C_\mu = 0.09$$

Ce modèle est utile pour les couches de cisaillement planaire et les flux de recirculation. Il est également très utile pour les fluides turbulents, car il nécessite seulement de connaître les conditions limites. C'est pour cela qu'il est utilisé dans des applications telles que les écoulements industriels ou environnementaux. Cependant, il est inapproprié de l'utiliser dans de nombreux cas comme : les flux non définis, les couches limites circulaires, les flux rotatifs... Il est toutefois utile pour avoir une première représentation globale d'un écoulement.

IV.4.3. Méthode de simulation des grands tourbillons (LES)

La simulation des grands tourbillons est une méthode de résolution numérique utilisée pour modéliser les flux turbulents. Elle permet de résoudre numériquement les équations de Navier Stokes. La résolution de ces équations nécessite une grande puissance de calcul. L'objectif de cette méthode est de réduire le coût de calcul en ignorant les petites variations via un filtrage. Cette méthode est par définition moins précise que la DNS, mais elle est aussi beaucoup moins gourmande en ressources de calcul. En effet, elle fournit une approche alternative dans laquelle les grands tourbillons sont explicitement calculés (résolus) dans une simulation en fonction du temps en utilisant les équations de Navier-Stokes "filtrées". Le raisonnement qui sous-tend la simulation des grands tourbillons est qu'en modélisant moins la turbulence (et en la résolvant davantage), l'erreur introduite par la modélisation de la turbulence peut être réduite. On pense également qu'il est plus facile de trouver un modèle "universel" pour les petites échelles, puisqu'elles ont tendance à être plus isotropes et moins affectées par les caractéristiques macroscopiques telles que les conditions limites, que les grands tourbillons. Le filtrage est essentiellement une manipulation mathématique des équations exactes de Navier-Stokes pour éliminer les tourbillons qui sont plus petits que la taille du filtre, qui est généralement prise comme la taille de la maille lorsque le filtrage spatial est employé. Comme le calcul de la moyenne de Reynolds, le processus de filtrage crée des termes inconnus supplémentaires qui doivent être modélisés pour obtenir la fermeture. Les statistiques des champs d'écoulement variant dans le temps, telles que les moyennes temporelles et les valeurs r.m.s. des variables de solution, qui présentent généralement le plus grand intérêt pour l'ingénierie, peuvent être collectées pendant la simulation en fonction du temps. LES pour les écoulements industriels à haut nombre de Reynolds nécessitent une quantité importante de ressources de calcul. Ceci est principalement dû à la nécessité de résoudre avec précision les tourbillons turbulents contenant de l'énergie dans les

domaines spatiaux et temporels, ce qui devient plus aigu dans les régions proches de la paroi où les échelles à résoudre deviennent beaucoup plus petites. Les fonctions de paroi combinées à un maillage grossier près de la paroi peuvent être utilisées, souvent avec un certain succès, pour réduire le coût de la LES pour les écoulements limités par la paroi. Cependant, il est nécessaire d'examiner attentivement les ramifications de l'utilisation des fonctions de paroi pour l'écoulement en question. Pour la même raison (pour résoudre avec précision les tourbillons), le LES nécessite également également des discrétisations spatiales et temporelles très précises. L'objectif principal de l'approche LES est de résoudre les plus grandes échelles de mouvement de la turbulence tout en modélisant les plus petites. Le processus de filtrage élimine efficacement les tourbillons dont l'échelle est inférieure à la largeur du filtre ou à l'espacement de la grille utilisée dans les calculs. Dans cette partie, le modèle WALE (Wall-Adapting Local Eddy-viscosity) est appliqué pour calculer la viscosité à l'échelle sous-maille. Nous avons adopté la même méthode proposée par David et al. [200], avec l'utilisation du modèle WALE :

$$\mu_t = \rho_{nmf} L_s^2 \frac{(S_{ij}^d S_{ij}^d)^{\frac{3}{2}}}{(S_{ij} S_{ij})^{\frac{5}{2}} (S_{ij}^d S_{ij}^d)^{\frac{5}{4}}} \quad (33)$$

L'échelle de longueur du filtre (L_s) est calculée en utilisant la taille du maillage dans les trois directions comme suit :

$$L_s = C_w (\bar{\Delta}_x \bar{\Delta}_y \bar{\Delta}_z)^{1/3} \quad (34)$$

S_{ij}^d est calculé par :

$$S_{ij}^d = \frac{1}{2} (g_{ij}^2 + g_{ji}^2) - \frac{1}{3} \delta_{ij} g_{kk}^2 \quad (35)$$

Où $g_{ij}^2 = g_{ik} g_{kj}$ and δ_{ij} est le symbole de Kronecker.

$$g_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (36)$$

Où Pr_t nombre de Prandtl turbulent constant ($Pr_t = 0.9$) et C_w est la constante du modèle égal à 0.55.

IV.5. PRÉSENTATION DU LOGICIEL DE CALCUL

Ansys Fluent est un logiciel de simulation de fluides, réputé pour ses capacités avancées de modélisation physique et sa précision en dynamique des fluides numérique (CFD). Il peut également être défini comme un code de calcul créé à l'aide d'un programme C++ où il modélise tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes

physiques complexes tels que la turbulence, le transfert de chaleur, les réactions chimiques et les écoulements polyphasiques, dans des configurations plus ou moins complexes.

IV.5.1. Modéliser un écoulement turbulent avec Ansys Fluent

Avant d'utiliser directement Ansys Fluent, nous sommes passés par l'outil Ansys Workbench. En effet, cette interface est très utile pour effectuer une à plusieurs simulations, puisqu'elle nous indique les principales étapes à suivre et les différents logiciels Ansys à utiliser pour effectuer une modélisation complète en partant d'une page blanche.

Pour modéliser un écoulement turbulent avec Ansys Fluent, Les 5 étapes à suivre sont :

- ✚ **Création de la géométrie:** cette étape consiste à créer la géométrie 3D de notre problème en utilisant un programme appelé Ansys Design Modeler, mais il est également possible d'importer des géométries depuis des logiciels de CAO comme SolidWorks ou Catia.
- ✚ **Génération du maillage:** on crée un maillage à partir de notre géométrie. Il est important de trouver le bon compromis: un maillage précis donnera de meilleurs résultats, mais augmentera les temps de calcul; à l'inverse, un maillage grossier donnera des résultats approximatifs, mais plus rapidement.
- ✚ **Configuration de Ansys Fluent:** la configuration consiste à caractériser précisément la simulation que l'on souhaite effectuer sur Ansys Fluent. C'est-à-dire, définir tous les paramètres afin d'obtenir une modélisation cohérente et assez représentative du comportement réel du fluide. On peut ainsi modifier les conditions limites, choisir les échelles, les unités, le modèle d'écoulement, les matériaux. Ensuite, on procède à l'initialisation. Pour terminer la configuration, on peut définir un intervalle de simulation, c'est-à-dire choisir le nombre d'itérations à exécuter.
- ✚ **Solveur (Résolution numérique):** L'ordinateur exécute la simulation demandée et affiche sa solution. Cette dernière nous permet de détecter d'éventuelles erreurs, pour éventuellement modifier à nouveau la configuration et relancer la simulation.
- ✚ **Post-processeur (Affichage et visualisation des résultats):** Une fois que la simulation est satisfaisante, nous affichons les résultats dans CFD-Post ou on peut les afficher sur d'autres appareils comme Tecplot (graphes, rendus 2D ou 3D, champs colorés, valeurs en certains points...).

Le schéma présenté à la Figure IV.2. Résume les processus de résolution par Ansys Fluent

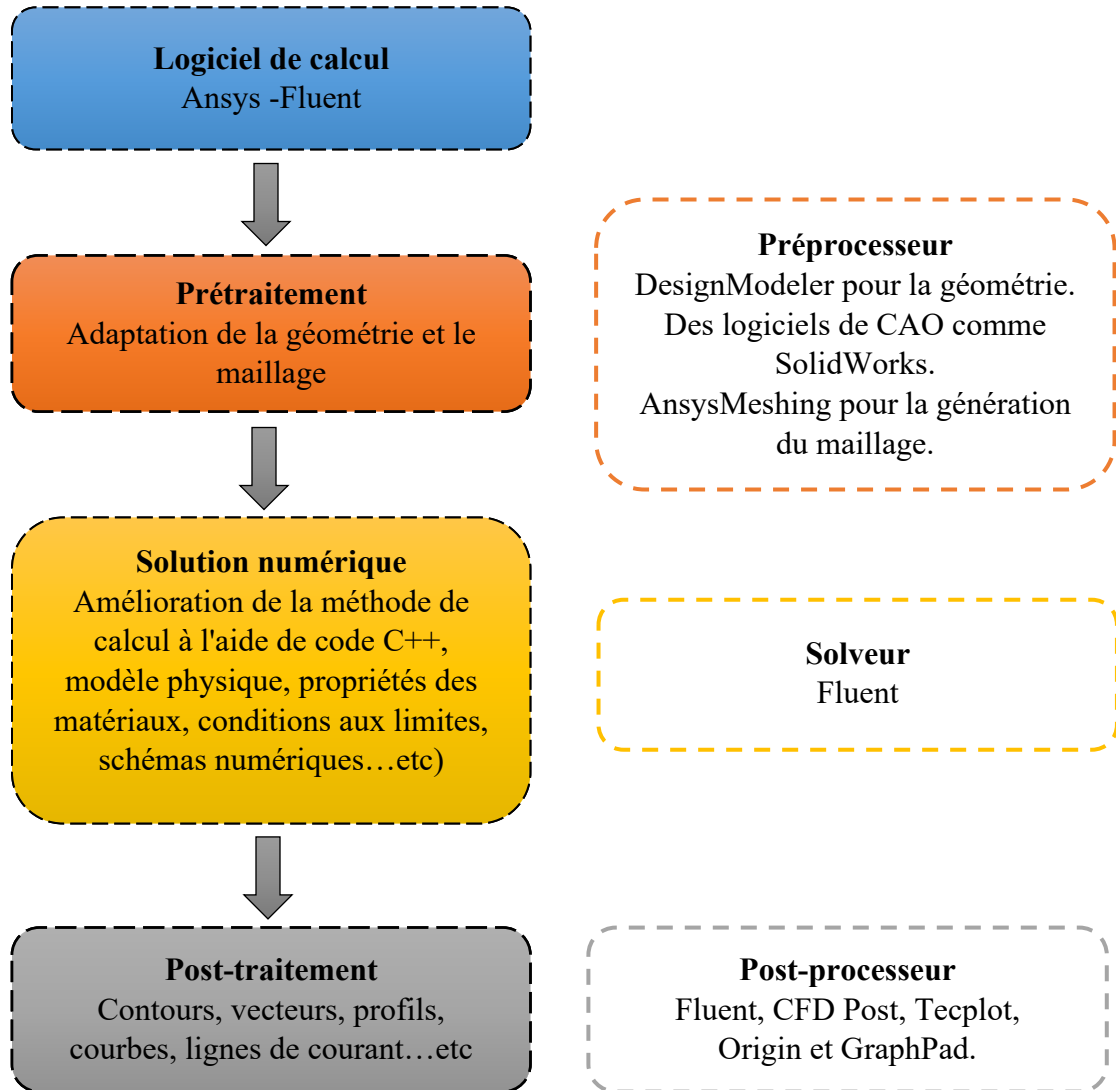


Figure IV.2. Processus de résolution par Ansys Fluent

IV.6. NOMBRES ADIMENSIONNELS

Vous trouverez ci-dessous une liste des nombres sans dimensions et des coefficients utilisés dans cette thèse:

IV.6.1. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension apparaît en adimensionnant les équations de Navier-Stokes. De plus, ce nombre de Reynolds nous dit si on a un écoulement laminaire ou turbulent. Il est défini comme:

$$Re = \frac{\rho V D h}{\mu} \quad (37)$$

Pour les écoulements internes la dimension caractéristique du système a utilisé dans le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre hydraulique [m] qu'est donné par:

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (38)$$

Où S est la surface du canal mouillée [m^2] et P est son périmètre mouillé [m].

IV.6.2. Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un nombre de Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un nombre de Prandtl faible (exemple : métaux liquides) indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température. Ce nombre est donc le rapport entre l'épaisseur de la couche limite et l'épaisseur de la couche limite thermique. Vu la définition de la diffusivité thermique, le nombre de Prandtl peut s'écrire comme:

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (39)$$

IV.6.3. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est un nombre adimensionnel utilisé pour caractériser le type de transfert thermique entre un fluide et une paroi. Il met en rapport le transfert par convection par rapport au transfert par conduction. Il est d'autant plus élevé que la convection prédomine sur la conduction:

$$Nu = \frac{h L_c}{k} = \frac{k}{k_{bf}} \left(\frac{D_h}{T_h - T} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (40)$$

IV.6.4. Nombre de Hartmann

Le nombre de Hartmann est un nombre sans dimension utilisé en magnétohydrodynamique pour caractériser le mouvement de fluides conducteurs en présence d'un champ magnétique. Il représente le rapport entre la force de Laplace et les forces visqueuses:

$$Ha = B L_c \sqrt{\frac{\sigma}{\mu}} \quad (41)$$

B et σ sont le champ magnétique et la conductivité électrique, respectivement.

IV.6.5. Chute de pression

Une chute de pression est une perte de pression à l'intérieur d'une conduite lorsque le fluide passe d'une section à une autre (le frottement est une cause majeure de chute de pression). En effet, Chute de pression due aux effets visqueux représente une perte de charge irréversible. Peut être définie comme la différence de pression totale entre deux points d'un réseau de transport de fluide :

$$\Delta P = P_{in} - P_{out} \quad (42)$$

IV.6.6. Puissance de pompage

La Puissance de pompage est définie comme la chute de pression multipliée par le débit volumétrique du fluide de travail:

$$P_p = \dot{V} \Delta P \quad (43)$$

\dot{V} représente le débit volumique.

IV.6.7. Coefficient de frottement

Le coefficient de frottement est une mesure de la quantité de frottement existant entre deux surfaces :

$$f = 2D_h \Delta P / V_j^2 \rho_{hnf} L \quad (44)$$

IV.6.8. Critère d'évaluation de performance

Le critère d'évaluation de performance est utilisé pour discuter l'augmentation du transfert de chaleur ainsi que de l'augmentation de la chute de pression afin de déterminer si un nanofluide est réalisable pour une utilisation dans des applications pratiques. L'ajout de nanoparticules modifiera les propriétés thermiques du liquide de refroidissement, par calcul à l'aide du critère d'évaluation de performance (PEC). Si le $PEC < 1$, la performance de transfert de chaleur est inférieure à la puissance de pompage, de sorte que le système ne peut pas être utilisé pour augmenter le transfert de chaleur. Si $PEC = 1$, la performance de transfert de chaleur est inférieure égale à la capacité de pompage de sorte que le système n'a aucun effet sur l'augmentation du transfert de chaleur. Si le $PEC > 1$, la performance de transfert de chaleur est supérieure à l'énergie utilisée pour entraîner le fluide ou la force de pompage, alors elle peut être acceptée comme une solution au problème de l'augmentation du transfert de chaleur, de sorte que le système peut être utilisé dans Applications pratiques. Ce critère est défini à l'aide de la formule mathématique suivante:

$$\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_{bf}} \right) / \left(\frac{f}{f_{bf}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (45)$$

IV.7. CONCLUSION

Ce chapitre a été consacré à la description des équations de quantité de mouvement considérées dans cette thèse en utilisant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes) et de l'énergie. Les principaux points discutés peuvent être résumés comme suit:

- ✚ Toutes les équations gouvernantes des systèmes étudiés ont été représentées.
- ✚ Dans des conditions d'écoulement turbulent, le problème physique est exprimé par des formules mathématiques appelées modèles de turbulence.
- ✚ Les trois catégories utilisées pour prédire le comportement des écoulements turbulents ont été examinées.
- ✚ La convection naturelle a été négligée (les forces gravitationnelles n'ont pas été prises en compte) et nous nous sommes basés uniquement sur la convection forcée.
- ✚ Le logiciel Ansys Fluent a été utilisé pour résoudre les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes) et de l'énergie.
- ✚ Tous les nombres adimensionnels importants ont été présentés.

CHAPITRE V

Résultats et Discussions

SOMMAIRE

V.I. INTRODUCTION	85
Partie I: Convection forcée turbulente tridimensionnelle autour d'un bloc cubique chaud exposé à un écoulement transversal et à un jet impactant	
V.II.1. OBJECTIF.....	86
V.II.2. DISCRIPTION DU PROBLEME	87
V.II.3. SOLUTION NUMÉRIQUE	88
V.II.4. EFFET DU MAILLAGE.....	89
V.II.5. RÉSULTATS	90
V.II.5.1. Validation	90
V.II.5.3. Champ dynamique	90
V.II.5.3. Champ thermique.....	93
V.II.5.3. Température statique	93
V.II.5.3. Coefficient de transfert thermique	95
V.II.5.6. Nombre de Nusselt	96
V.II.5.7. Hauteur du canal.....	96
V.II.5.8. Position de l'axe du jet	98
V.II.6. CONCLUSION	101

Partie II: Convection forcée turbulente et génération d'entropie de jets impactant de nanofluide eau- Al_2O_3 sur des blocs chauffés

V.III.1. OBJECTIF	104
V.III.2. REPRÉSENTATION GÉOMÉTRIQUE.....	104
V.III.3. SOLUTION NUMERIQUE.....	105
V.III.4. EFFET DU MAILLAGE	106
V.III.5. RÉSULTATS	107
V.III.5.1. Validation	107
V.III.5.2. Champ dynamique.....	108
V.III.5.3. Champ thermique	109
V.III.5.4. Nombre de Nusselt	110
V.III.5.5. Effet de volume fraction de nanoparticules.....	112
V.III.5.6. Effet de position optimale de J_2	113
V.III.5.7. Effet de l'espacement entre les blocs chauffés	113
V.III.5.8. Effet de la vitesse de glissement.....	114
V.III.5.9. Analyse de génération d'entropie	115
V.III.5.10. Corrélations suggérées	117
V.III.5.11. Formes de nanoparticules.....	118
V.III.5.12. Critère de performances	121
V.II.6. CONCLUSION	122

Partie III: Transfert de chaleur et génération d'entropie d'un écoulement de nanofluide eau- TiO_2 dans un canal ondulé en utilisant l'approche du mélange à deux phases

V.IV.1. OBJECTIF	125
V.IV.2. DESCRIPTION DE LA GÉOMÉTRIE.....	125
V.IV.3. SOLUTION NUMÉRIQUE	126
V.IV.4. EFFET DU MAILLAGE.....	127
V.IV.5. RÉSULTATS.....	127
V.IV.5.1. Validation.....	127
V.IV.5.2. Effet de la vitesse de glissement	128
V.IV.5.3. Champ dynamique et thermique	129
V.IV.5.4. Nombre de Nusselt.....	131

V.IV.5.5. Coefficient de frottement	133
V.IV.5.6. Effet de la paroi ondulée	134
V.IV.5.7. Performance du système	135
V.IV.5.8. Analyse de génération d'entropie	136
V.IV.6. CONCLUSION.....	139
Partie IV: Études numériques du transfert de chaleur autour d'un bloc chaud soumis à un écoulement croisé et à un trou de jet étendu à l'aide de nanofluides hybrides ternaires	
V.V.1. OBJECTIF.....	142
V.V.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME.....	142
V.V.3. SOLUTION NUMERIQUE.....	144
V.V.4. EFFET DU MAILLAGE	145
V.V.5. RÉSULTATS	146
V.V.5.1. Validation	146
V.V.5.2. Champ dynamique.....	147
V.V.5.3. Champ thermique	148
V.V.5.4. Contours du nombre de Nusselt	149
V.V.5.5. Effet du rapport α	150
V.V.5.6. Coefficient de frottement.....	151
V.V.5.7. Nombre de Nusselt	152
V.V.5.8. Chute de pression	152
V.V.5.9. Comparaison entre nanofluide conventionnel et hybride ternaire.....	153
V.V.5.10. Effet du trou de jet prolongé.....	154
V.V.5.11. Effet de l'inclinaison de l'entrée du jet.....	156
V.V.6. CONCLUSION.....	158
Partie V: Étude numérique de l'impact de jet refroidissant une surface isotherme à l'aide de trous de jet étendus avec divers nanofluides hybrides binaires	
V.VI.1. OBJECTIF	161
V.VI.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME	161
V.VI.3. SOLUTION NUMERIQUE	162
V.VI.4. EFFET DU MAILLAGE.....	163
V.VI.5. RÉSULTATS.....	164

V.VI.5.1. Validation.....	164
V.VI.5.2. Effet du nombre de Nusselt et de chute de pression	165
V.VI.5.3. Contours du nombre de Nuseelt.....	168
V.VI.5.4. Effet des trous de jet prolongés.....	169
V.V.6. CONCLUSION.....	173
Partie VI: Analyse tridimensionnelle du transfert de chaleur et de la production d'entropie d'un jet impactant de nanofluide hybride refroidissant un dissipateur thermique rempli de milieu poreux	
V.VII.1. OBJECTIF	175
V.VII.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME.....	175
V.VII.3. SOLUTION NUMERIQUE	177
V.VII.4. EFFET DU MAILLAGE.....	178
V.VII.5. RÉSULTATS	179
V.VII.5.1. Validation	179
V.VII.5.2. Champs dynamique et thermique	180
V.VII.5.3. Contours de temperature.....	182
V.VII.5.4. Nombre de Nusselt.....	183
V.VII.5.5. Effet du diamètre des nanoparticules.....	184
V.VII.5.6. Effet du nombre de Darcy.....	185
V.VII.5.7. Effet de la fraction volumiques des nanoparticules.....	186
V.VII.5.8. Effet de la porosité.....	187
V.VII.5.9. Corrélations suggérées.....	188
V.VII.5.10. Analyse de la production d'entropie	189
V.VI.6. CONCLUSION.....	195
Partie VII: Effet du champ magnétique et du jet impactant de nanofluides hybrides sur le refroidissement du processeur à l'aide d'un modèle de mélange à deux phases	
V.VIII.1. OBJECTIF.....	199
V.VIII.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME.....	199
V.VIII.3. REPRÉSENTATION GÉOMÉTRIQUE	200
V.VIII.4. SOLUTION NUMERIQUE.....	201
V.VIII.5. EFFET DU MAILLAGE	201

V.VIII.6. RÉSULTATS	202
V.VIII.6.1. Validation.....	202
V.VIII.6.2. Champ dynamique.....	204
V.VIII.6.3. Coefficient de transfert thermique.....	204
V.VIII.6.4. Nombre de Nusselt et température moyenne.....	206
V.VIII.6.5. Chute de pression et puissance de pompage.....	207
V.VIII.6.6. Effet du nombre de Reynolds.....	208
V.VIII.6.7. Efficacité thermohydraulique	209
V.VIII.6.8. Effet de la vitesse de glissement.....	211
V.VIII.6.9. Correlations suggérées.....	212
V.VIII.7. CONCLUSION	213
Partie VIII: Analyse du stockage d'énergie thermique d'un écoulement turbulent à convection forcée d'un tube absorbant ondulé contenant un nanofluide hybride à base de sel fondu rempli d'un matériau poreux	
V. IX.1. OBJECTIF	215
V. IX.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME	215
V. IX.3. REPRÉSENTATION DU GÉOMÉTRIQUE.....	216
V. IX.4. PROPRIÉTÉS DES NANOFUIDES HYBRIDES	217
V. IX.5. SOLUTION NUMERIQUE	217
V. IX.6. EFFET DU MAILLAGE	218
V. IX.7. RÉSULTATS.....	219
V. IX.7.1. Validation.....	219
V. IX.7.2. Champs thermique	220
V. IX.7.3. Nombre de Nusselt.....	221
V. IX.7.4. Coefficient de frottement	224
V. IX.7.5. Chute de pression et puissance de pompage	224
V. IX.7.6. Efficacité thermique	226
V. IX.8. CONCLUSION.....	228
Partie IX: Simulations à grande échelle d'un écoulement turbulent avec un nanofluide hybride soumis à un chauffage symétrique et asymétrique	
V.X.1. OBJECTIF.....	230

V.X.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME.....	230
V.X.3. EFFET DU MAILLAGE	231
V.X.4. RESULTATS	233
V.X.4.1. Validation.....	233
V.X.4.2. Chauffage symétrique.....	236
V.X.4.3. Chauffage asymétrique.....	242
V.X.5. CONCLUSION	248
Partie X: Étude numérique de chaleur et de la production d'entropie de dissipateurs tridimensionnels refroidis par un jet impactant de nanofluide hybride	
V.XI.1. OBJECIF	250
V.XI.2. DESCRIPTION DE GÉOMÉTRIE	251
V.XI.3. SOLUTION NUMÉRIQUE	252
V.XI.4. EFFET DU MAILLAGE	253
V.XI.5. RÉSULTATS.....	254
V.XI.5.1. Champ dynamique	254
V.XI.5.2. Contours de nombre de nusselt et de temperature	256
V.XI.5.3. Effet de volume fraction de nanoparticules	258
V.XI.5.3. Comparaison des nanofluides conventionnels et hybrides.....	259
V.XI.5.3. Analyse de la production d'entropie.....	260
V.XI.6. CONCLUSION.....	262
V.XII.CONCLUSION	263

V.I. INTRODUCTION

Comme nous l'avons déjà mentionné, l'objectif principal de ce travail est de mener une étude des transferts thermoconvectifs tridimensionnels dans les jets d'impact et les canaux à l'aide de nanofluides simples, hybrides, binaires et ternaires avec différents types et formes. Les performances en termes d'écoulement, transfert de chaleur, efficacité, chute de pression, puissance de pompage et génération d'entropie ont été évaluées à l'aide de deux modèles: un modèle de mélange homogène et un modèle de mélange diphasique dans des conditions d'écoulement laminaire et turbulent avec plusieurs modèles ($k-\varepsilon$, $k-\omega$, LES... etc.). Les équations gouvernantes ont été résolues à l'aide du programme Ansys-Fluent et dans certains cas, le code C++ a été programmé pour les propriétés thermophysiques des fluides utilisés. La neuvième partie a été réalisée avec le programme Trio-CFD. Dans ce chapitre, chaque partie représente une étude indépendante et présente les résultats obtenus dans un des articles achevés. Nous avons appliqué ces nanofluides dans le domaine du refroidissement des composants électroniques tels que les dissipateurs thermiques, en présence d'un matériau poreux et d'un champ magnétique, et pour améliorer les propriétés des sels fondus utilisés dans le solaire central électrique afin de transférer et stocker le plus grande quantité de chaleur possible. Chaque partie commence par le but poursuivi et définit le système sur lequel la simulation a été menée, puis présente les méthodes utilisées. Les résultats obtenus sont ensuite présentés et discutés, et une conclusion pour chaque partie résume les principaux résultats et observations obtenus. Cette étude a été menée sur plusieurs configurations sans s'écarter du sujet de la thèse, et les résultats obtenus sont discutés en détail dans le présent chapitre. Il est important de noter que ce chapitre est composé de dix parties, et tous les résultats présentés ont été publiés ou soumis à des revues scientifiques de renommée internationale des catégories A+, A et B.



Partie I

**Convection forcée turbulente
tridimensionnelle autour d'un bloc cubique
chaud exposé à un écoulement transversal
et à un jet impactant**



V.II.1. OBJECTIF

Les technologies d'amélioration du transfert de chaleur sont très importantes dans les domaines de la recherche et de l'industrie, et sont largement appliquées dans de nombreuses applications, notamment la réfrigération, l'automobile, l'aérospatiale et le refroidissement des composants électroniques. Par exemple, le transfert de chaleur peut être amélioré activement ou passivement, en augmentant la conductivité thermique des fluides de travail, en adoptant des nanofluides ou en utilisant des jets impactant. Une étude numérique a donc été réalisée pour examiner l'écoulement de convection forcée 3D autour d'une masse cubique chauffée, simulant un composant électronique recouvert d'une couche époxy à faible conductivité thermique. Cette masse est soumise à un flux horizontal et à un jet impactant placé au milieu de la paroi supérieure. Les effets de divers paramètres tels que le rapport du nombre de Reynolds ($R = Re_j/Re_c$), la hauteur du canal (H) et la position de l'axe du jet impactant (D) sur la paroi supérieure ont été étudiés et leurs résultats présentés sous forme de variations de température, de nombre de Nusselt moyen, de coefficient de transfert de chaleur moyen, de contours de vitesse et de coefficient thermique surfacique.

V.II.2. DISCRIPTION DU PROBLÈME

Le domaine de calcul est un canal rectangulaire tridimensionnel horizontal contenant un bloc cubique chaud placé au milieu de la paroi inférieure, comme illustré à la Figure V.II.1. Le flux qui traverse ce canal est composé de deux parties: la première est un flux horizontal et la seconde est un jet impactant placé au milieu de la paroi supérieure. Le cube est constitué d'un corps en aluminium, ayant un taux de génération de chaleur $\dot{q} = 2,0576 \times 10^6 \text{ W/m}^3$, recouvert d'une couche d'époxy à faible conductivité d'une épaisseur de t . Le flux horizontal et le jet impactant entrent à une vitesse U_j ($9 \text{ m/s} \leq U_j \leq 12 \text{ m/s}$) et U_i ($1.35 \text{ m/s} \leq U_i \leq 4.5 \text{ m/s}$), respectivement, avec une température constante $T_i = T_j = 293 \text{ K}$.

Les caractéristiques géométriques du domaine de calcul actuel sont: $D_h = D = 0.012\text{m}$, $L = 0.015\text{m}$, $t = L/10$, $H = 2L$ et $X = Z = 4L$. Où D , L , t , H , X et Z sont le diamètre du jet impactant, hauteur du composant, épaisseur de la couche époxy, hauteur du domaine de calcul, longueur du domaine de calcul et largeur du domaine de calcul.

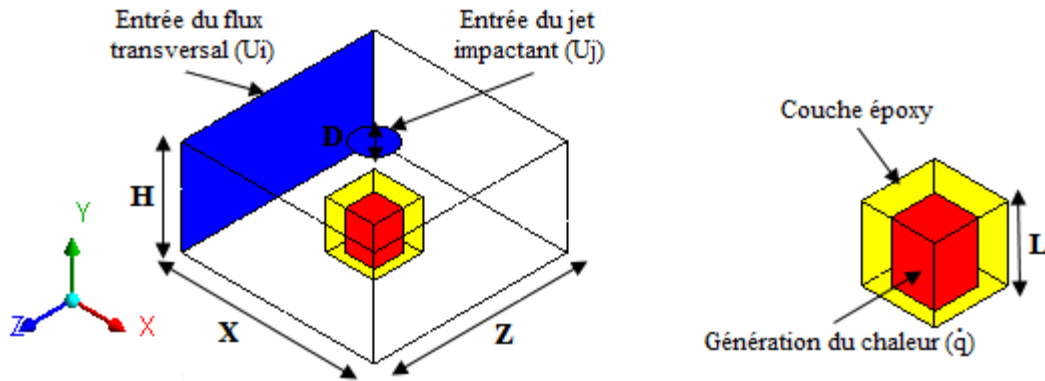


Figure V.II.1. Géométrie du problème

V.II.3. SOLUTION NUMÉRIQUE

Le logiciel Ansys-Fluent 14.5 [197] a été utilisé pour simuler l'écoulement turbulent avec transfert de chaleur. Les termes convectifs dans les équations de quantité de mouvement et d'énergie sont résolus en utilisant le schéma du second- ordre UPWIND [201] et l'algorithme SIMPLE [202] est utilisé pour le couplage vitesse-pression. Le système d'équations algébriques est résolu avec la méthode itérative point par point de Gauss-Siedel. Le gradient de vitesse et le gradient de température près de la paroi du cube sont plus importants, donc le maillage devrait être plus fin à cet endroit. Le critère de convergence pour tous les paramètres est 10^{-5} . La Figure V.II.2. Montre une représentation approximative du maillage qui a été utilisé. Dans la présente étude, les propriétés thermophysiques de fluide de travail, de couche epoxy et de matière de bloc sont listées dans le Tableau III.3.

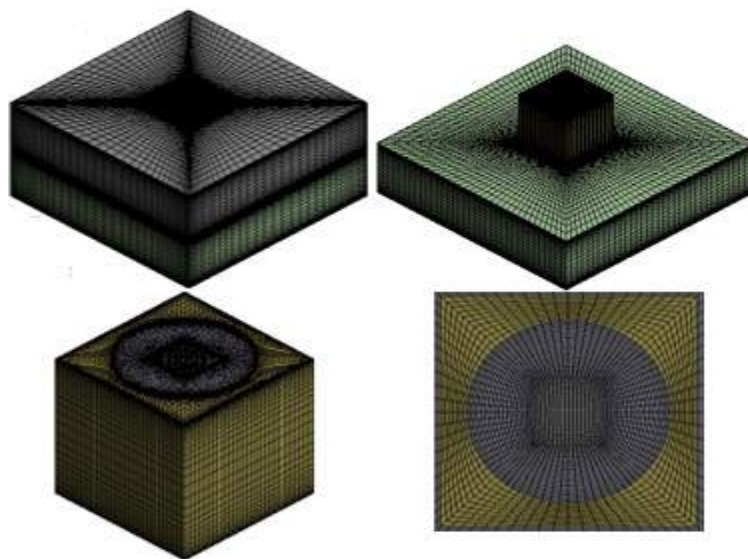


Figure V.II.2. Maillage de calcul

V.II.4. EFFET DU MAILLAGE

Pour étudier les effets du maillage sur une solution numérique, nous avons effectué le même calcul numérique avec différents nombres de mailles. Le maillage primaire est adapté en mettant plus de cellules près des parois pour capturer les couches limites dynamiques et thermiques, également dans les régions où la vitesse et les gradients de température sont plus élevés. Ce processus est répété jusqu'à ce que les résultats soient devenus indépendants du maillage, nous avons donc utilisé quatre (4) maillages comme indiqué dans le Tableau V.II.1. :

Tableau V.II.1. Nombre de nœuds dans chaque maillage

Maillage	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4
Nombre de nœuds	1221099	2363993	3328923	4381639

Figure V.II.3. Montre les variations de température autour du cube, on observe que la différence entre les courbes 3 et 4 n'est pas significative. Pour obtenir une meilleure solution en tenant compte du temps de calcul, le maillage 3 a été retenu dans toutes nos simulations.

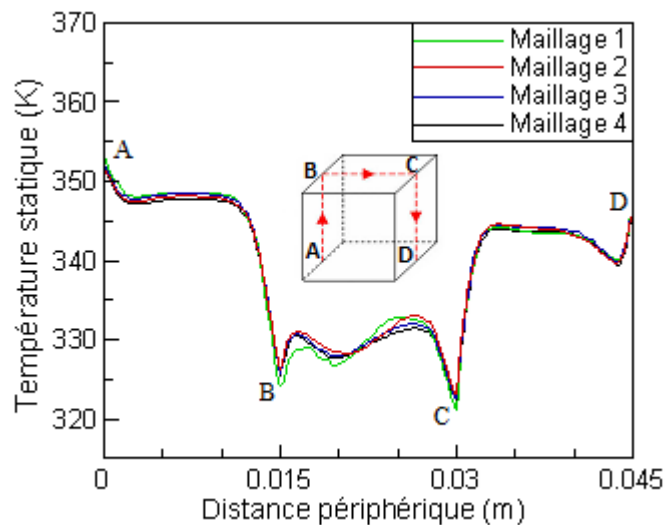


Figure V.II.3. Test d'indépendance du maillage

V.II.5. RÉSULTATS

V.II.5.1. Validation

Pour vérifier le code de calcul, quatre modèles de turbulence (standard k- ϵ , RNG k- ϵ , SST k- ω et RSM) ont été utilisés pour simuler le processus de refroidissement d'un cube chaud et les comparer aux données expérimentales et numériques de Rundström et Moshfegh [203], concernant les données numériques, les auteurs ont utilisé la simulation aux grandes échelles (LES). Figure V.II.3. Montre les résultats trouvés par [203] et nos résultats numériques de la température statique sur les faces du cube. Une tendance similaire a été observée avec les données expérimentales et numériques de température statique disponible par [203] en utilisant tous les modèles de turbulence. Une augmentation de la température statique autour de la surface (FG) a été prédite par les deux modèles de turbulence SST k - ω et RSM, alors que cette augmentation n'a pas été observée avec les autres modèles. Nous notons que les prédictions de la distribution de la température statique le long des surfaces du cube sont proches des résultats expérimentaux et numériques, en utilisant le modèle de turbulence standard k- ϵ . Ce modèle montre une bonne compatibilité avec les résultats expérimentaux. Nous nous y appuyerons donc dans cette étude.

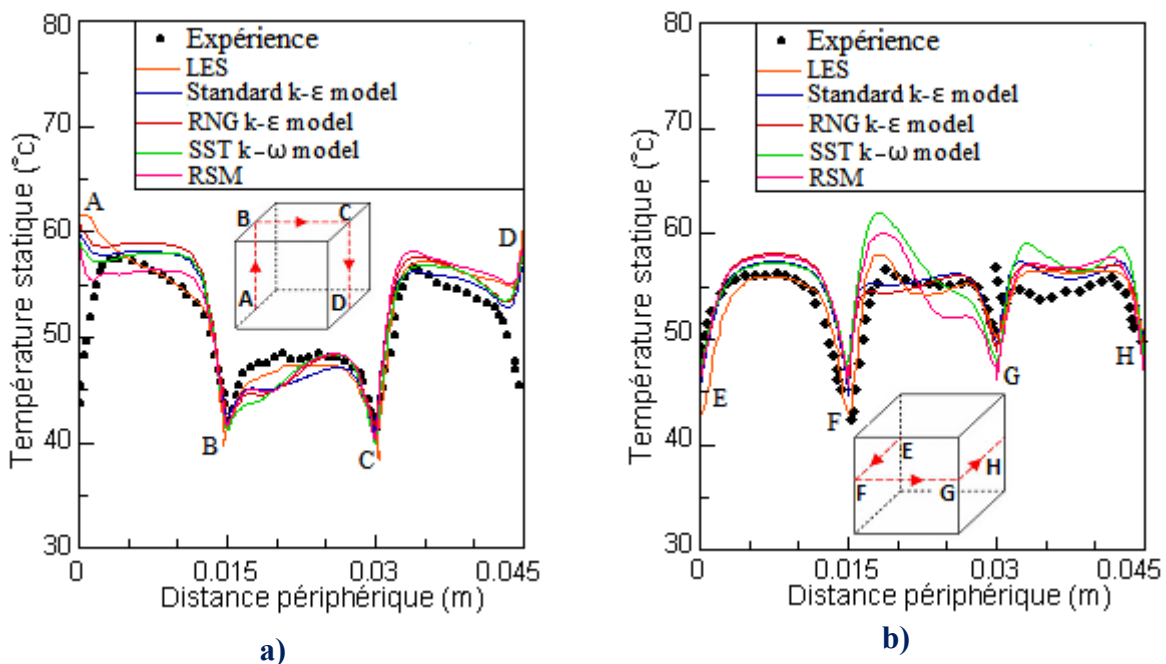
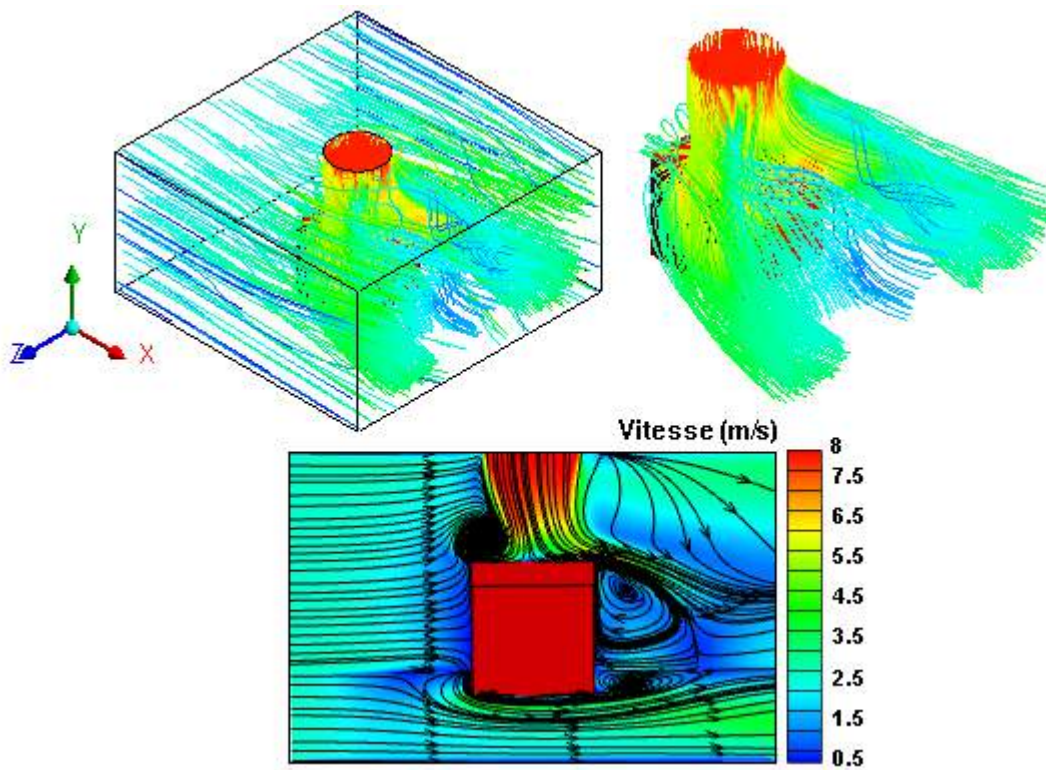


Figure V.II.4. Comparaison entre nos simulations numériques et les données expérimentales

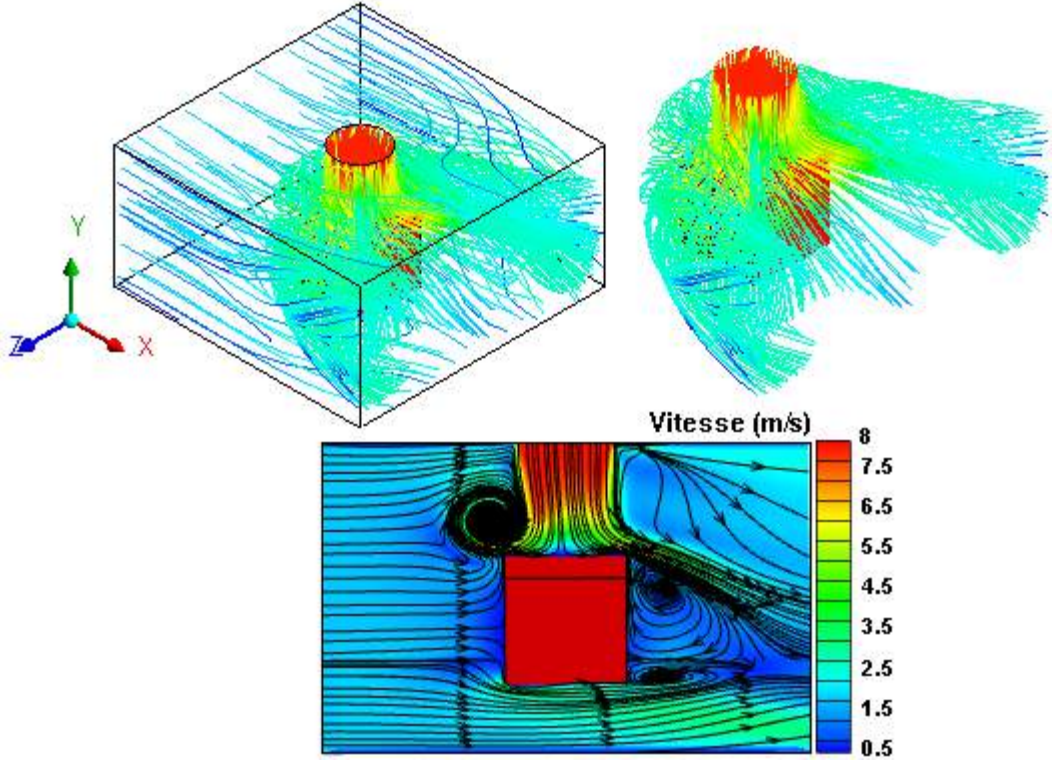
V.II.5.3. Champ dynamique

Figure V.II.5. Montre les contours des vitesses de magnitude et des lignes de courant l'une

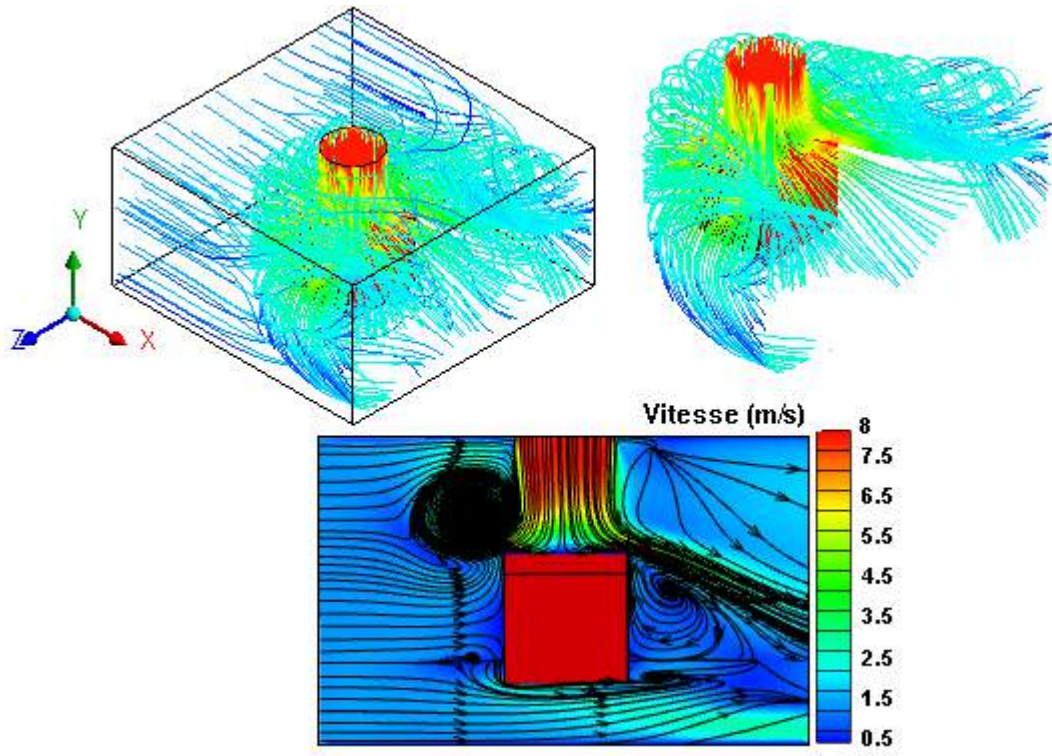
sur l'autre pour différentes valeurs de R avec $Re_j = 6593$. Ces figures montrent le comportement de l'écoulement du fluide dans un canal rectangulaire, la même structure a été obtenue par différents auteurs. Tout d'abord, nous avons remarqué un point de stagnation généré sur la face supérieure du cube à cause du jet impactant. Sur le plan XY , on note la formation de deux zones de circulation. En fait, l'effet du jet sur la face supérieure empêche le flux transversal de se déplacer sur la face supérieure du cube, en raison de la force dynamique du jet supérieure à la force de l'axe horizontal flux. Ce qui permet de former la première zone de recirculation au-dessus de la face avant du cube, à savoir le vortex en fer à cheval. Cette zone augmente avec l'augmentation de R , il en va de même pour la deuxième zone qui se forme directement derrière la séparation des flux aux bords de fuite. Dans le plan XZ , un vortex latéral très fin s'est formé de part et d'autre du fait de la séparation du flux sur les bords d'attaque, un autre vortex se forme juste derrière le cube. Parmi les trois valeurs de rapport considérées ici, à savoir 1, 1.5 et 2, le flux n'est tiré par le flux du canal que pour une valeur de 1 et n'affecte pas bien sûr la face supérieure du composant.



a) $R = 1$



b) $R = 1.5$



c) $R = 2$

Figure V.II.5. Lignes de courant pour différentes valeurs de rapport R

V.II.5.3. Champ thermique

Les contours de température sont présentés sur la Figure V.II.6. pour différentes valeurs de R à $Re_j = 6593$. Les résultats illustrent l'effet de l'augmentation du rapport R sur le champ thermique, où ce champ occupe une partie importante avec l'augmentation de R . En comparant les structures tourbillonnaires proches du cube (Figure V.II.5.) avec le champ de température (Figure V.II.6.), une relation significative se trouve entre elles. De plus, on remarque que la quantité de chaleur autour du cube augmente avec l'augmentation du R . Dans une référence à l'importance et à l'impact du mouvement fluide horizontal. L'augmentation de la vitesse du jet impactant peut conduire à une amélioration dans le taux de transfert thermique, mais le liquide horizontal a toujours un rôle majeur dans le processus de refroidissement du composant thermique.

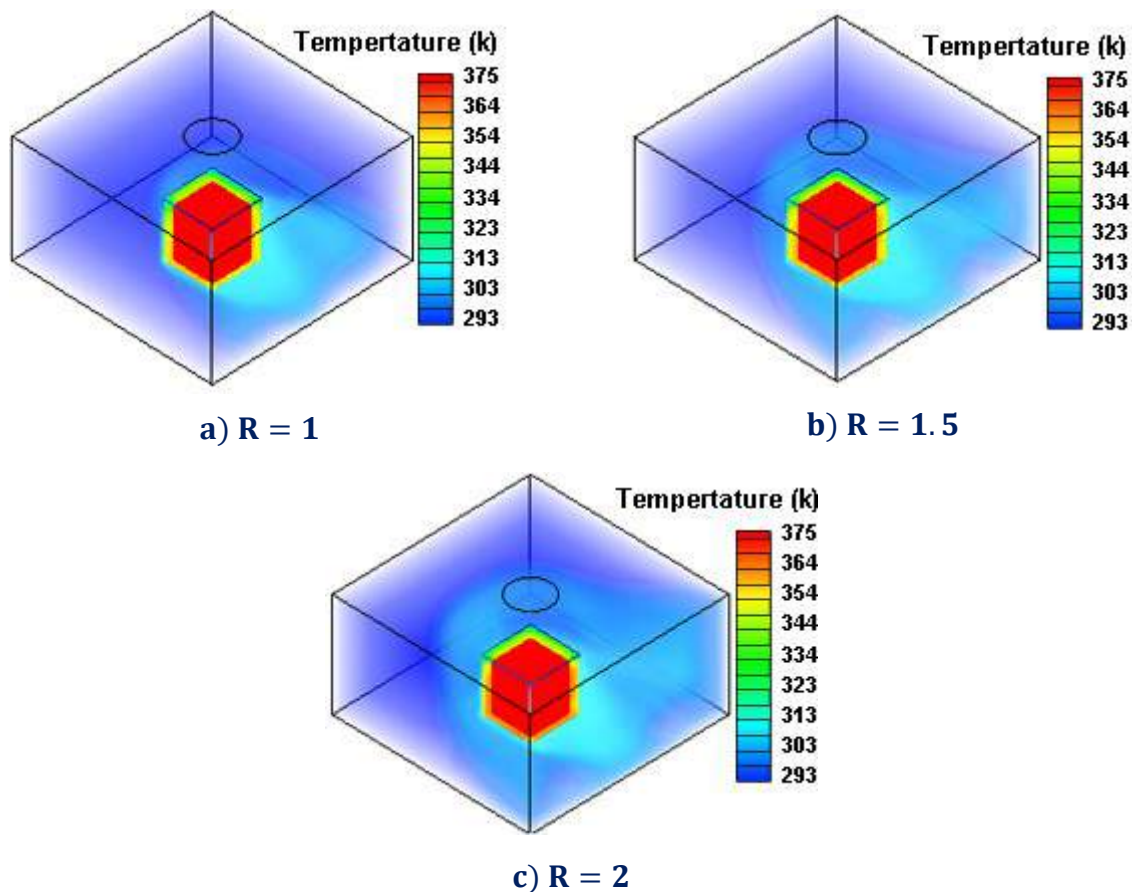


Figure V.II.6. Contours de température pour différents R dans le plan XY

V.II.5.3. Température statique

Figure V.II.7. illustre la répartition de la température statique autour du cube pour différents Re_j et R . Sur la face avant du cube, quelle que soit la valeur de Re_j , une diminution de la

température statique est observée lorsque le rapport R est petit. Sur le côté supérieur gauche du cube, il y a une augmentation du vortex en fer à cheval avec une augmentation du rapport R , ce qui signifie que l'effet de flux croisés sur le côté supérieur est négligeable pour $Re_j > Re_c$. Dans le cas où $R = 1$, l'effet de l'écoulement transversal sur le jet d'impact est évident (voir Figures V.II.4. et V.II.5.). Un bon refroidissement dans ce cas a été obtenu. Pour obtenir une amélioration significative du transfert de chaleur, il doit y avoir une compatibilité entre Re_j et Re_c . Dans cette étude, l'augmentation de Re_j pour $R = 1$ donne les valeurs minimales de température, ce qui signifie que le taux de transfert de chaleur est amélioré.

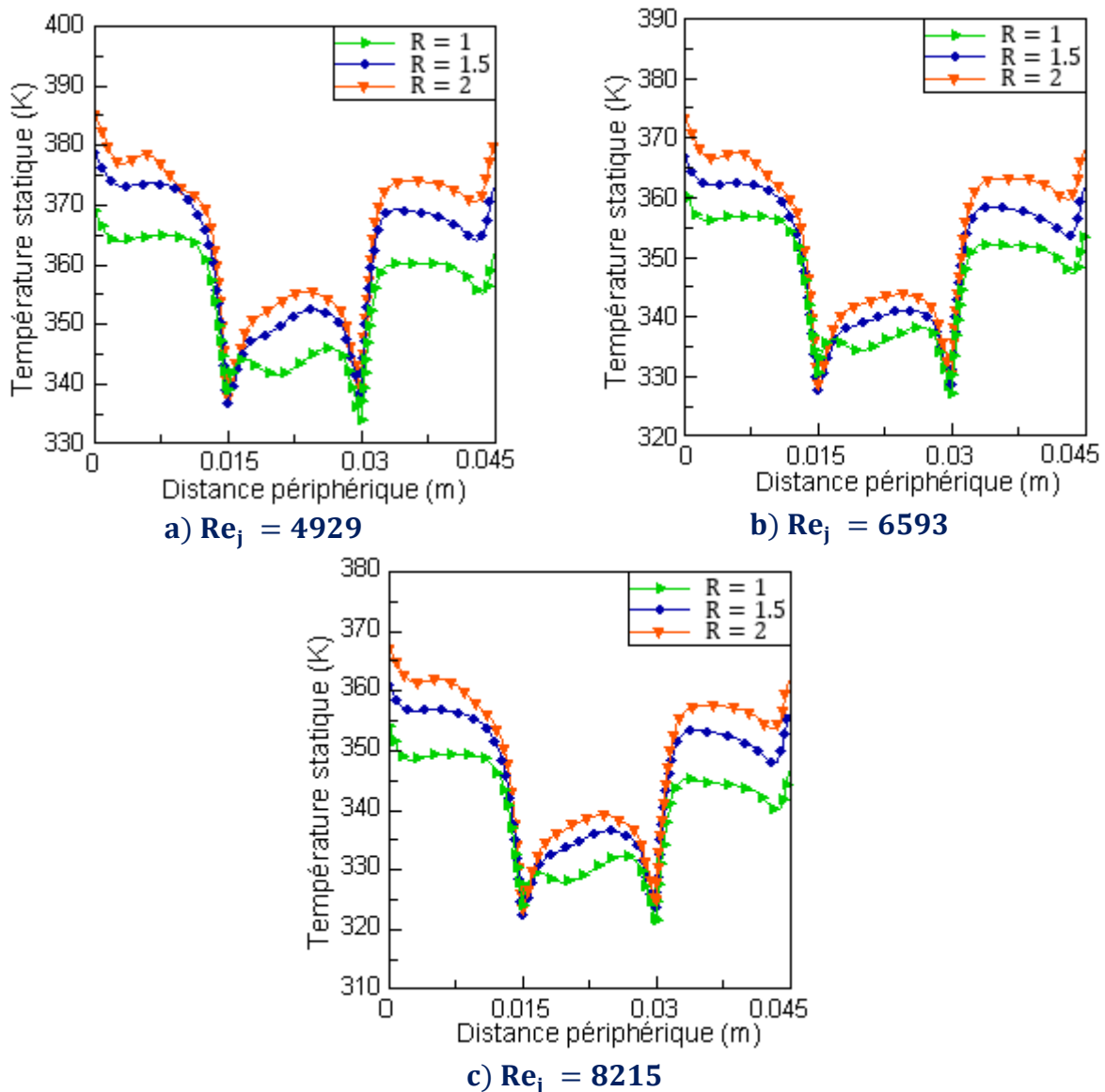


Figure V.II.7. Répartition statique de la température le long du composant dans le plan XY à différents Re_j et R

V.II.5.3. Coefficient de transfert thermique

Le coefficient de transfert de chaleur moyen (\bar{h}) dépend de la répartition de la température sur les faces (supérieure, avant, arrière et latérale) du composant électronique. Ce dernier est étroitement basé sur les structures d'écoulement autour du composant comme décrit et illustré. Les principales différences se situent dans le débit aux zones supérieures et de sillage. Pour cela, l'analyse du coefficient de transfert thermique moyen dans les facettes du composant a été réalisée avec l'identification des différentes faces du composant classées en face supérieure, face avant, face arrière et faces latérales. La Figure V.II.8. représente la variation de \bar{h} ou de chaque face et de l'ensemble du cube à différents Re_j et R . Les effets les plus importants du processus de refroidissement se produisent au sommet du cube lorsque l'on diminue le rapport de R à l'unité avec le plus grand Re_j évalué. En ce qui concerne les autres faces, on note que les valeurs de \bar{h} peuvent être améliorées avec la réduction du rapport R .

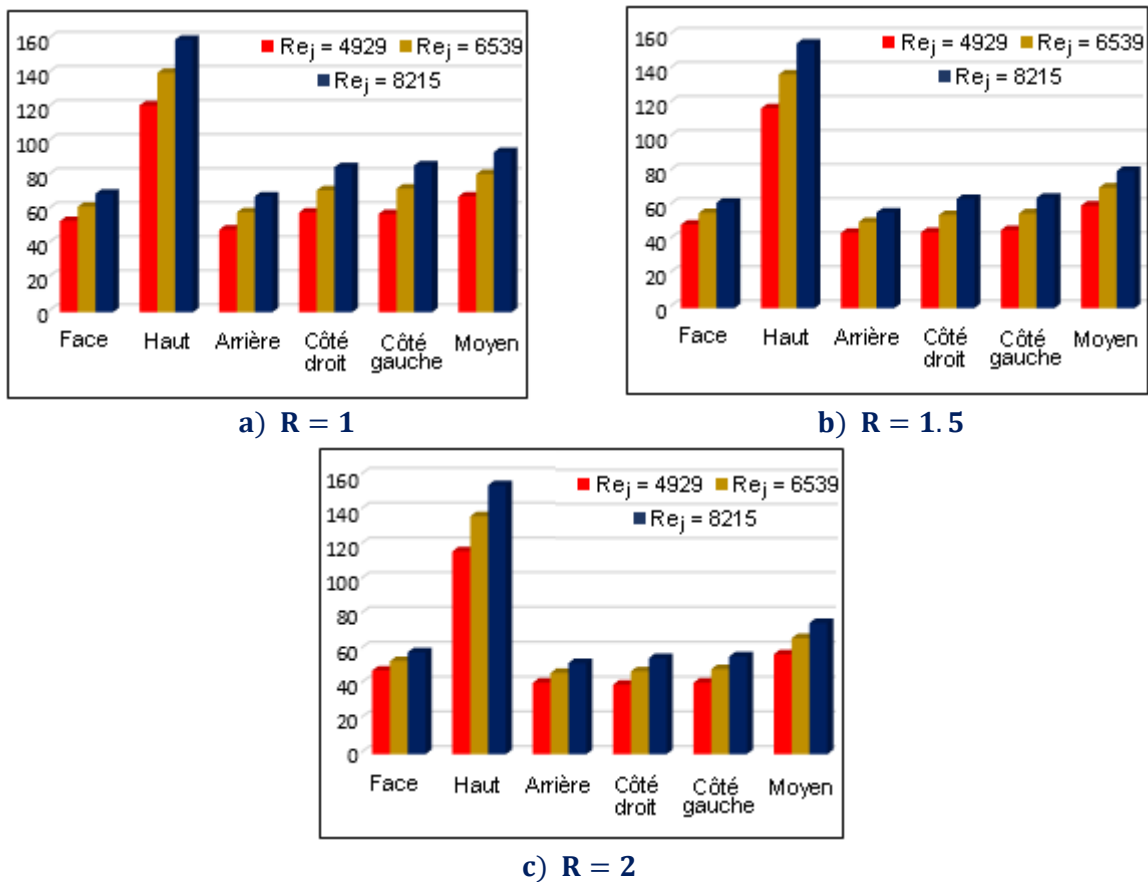


Figure V.II.8. Variation du coefficient de transfert de chaleur convectif moyen pour chaque face et dans l'ensemble du cube à différents Re_j et R

V.II.5.6. Nombre de Nusselt

Figure V.II.9. Montre le nombre de Nusselt moyen \bar{Nu} pour différentes valeurs de Re_j et R . Nous pouvons voir que l'augmentation de Re_j et la diminution de R ($R = 1$) augmentent \bar{Nu} , donc le processus de transfert de chaleur est amélioré. Cela permet de réduire l'épaisseur du couche thermique autour du composant et ainsi d'améliorer les gradients de température, ce qui signifie une augmentation significative des valeurs de Nusselt. Ces résultats appuient fortement les données présentées à la Figure V.II.7.

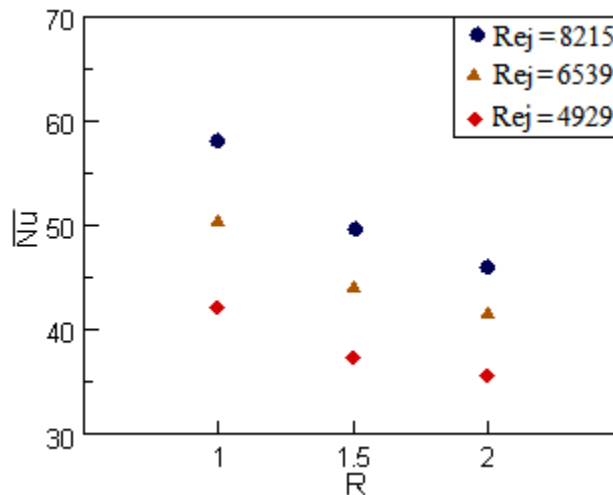


Figure V.II.9. Nombre de Nusselt moyen du cube pour différents Re_j et R

V.II.5.7. Hauteur du canal

L'influence de la hauteur du canal (H) sur \bar{h} est représentée sur la Figure V.II.10. à $Re_j = 6593$ et $R = 1$. Nous avons remarqué qu'une diminution de la valeur de H contribue à une augmentation du transfert de chaleur et vice versa. L'effet de la hauteur H sur le transfert de chaleur apparaît significativement sur la face supérieure du cube, car lorsque H est réduit, l'effet et la force du jet d'impact sur la partie supérieure du cube augmente. \bar{h} prend des valeurs maximales à $H = 2$ cm qui est la plus petite distance suggérée et la plus proche à la fois de la face supérieure du cube. Cela signifie que l'effet du jet d'impact dans ce cas est important et que le processus de transfert de chaleur est rapide en raison de la faible distance entre la source de refroidissement et la source de chaleur. En d'autres termes, le processus de transfert de chaleur est rapide et renouvelable.

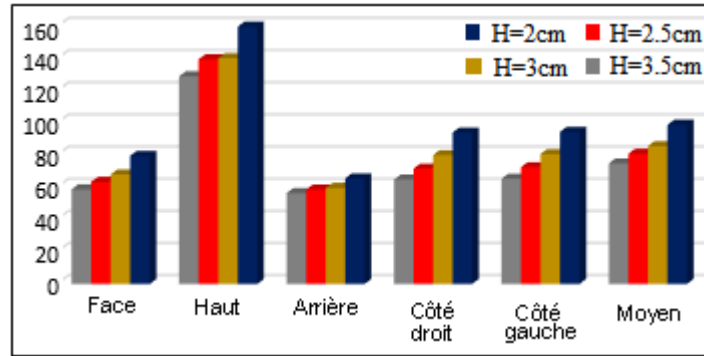
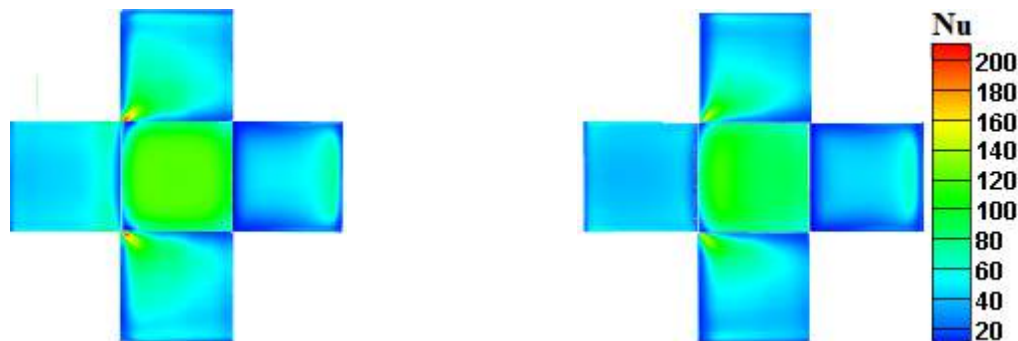


Figure V.II.10. Variation du transfert de chaleur convectif moyen pour chaque face et dans l'ensemble du cube à différentes hauteurs de canal

Figure V.II.11. Représente les contours du nombre de Nusselt à différentes hauteurs de canal autour du cube à $Re_j = 6593$ et $R = 1$. Les résultats montrent que la couleur verte sur le cube est dominante à $H=2$ cm, la plus intense sur la face supérieure du cube. Cela signifie que la plus grande valeur de Nu à $H = 2$ cm. Nous avons également remarqué que les valeurs de Nu augmentent avec la diminution de H et l'augmentation de Re_j , ce qui signifie que le taux de transfert de chaleur est amélioré. On remarque également que l'intensité du nombre de Nusselt derrière le cube est très faible par rapport aux faces latérales et supérieures. Ceci était attendu du fait que cette zone est considérée comme une zone de stagnation pour le liquide de travail, ce qui entraîne une diminution de sa vitesse et donc une diminution de la quantité de transfert de ce côté. De plus, on remarque que l'intensité du nombre de Nusselt dans les faces latérales à petite hauteur est prédominante et prend des valeurs maximales. Ceci est dû au fait que l'effet jet flow empêche le passage du liquide horizontal sur la face supérieure du cube. Dans ce cas, le liquide choisit le côté droit et gauche du cube pour passer, ce qui conduit à une amélioration du taux de transfert de chaleur en raison de l'amélioration du processus de convection dans cette région.



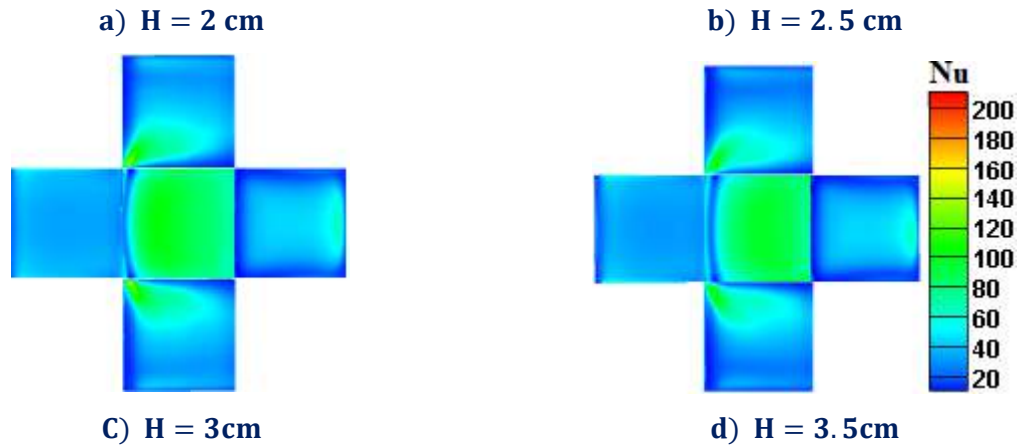


Figure V.II.11. Contours du nombre de Nusselt à différentes hauteurs de canal autour du cube

Figure V.II.12. Représente les variations de \overline{Nu} à différentes Re_j (4929, 6593 et 8215) pour $R = 1$ avec différentes hauteurs de canal (H). Nous remarquons que les valeurs du nombre de Nusselt diminuent avec l'augmentation des valeurs de hauteur. La raison est discutée lors de l'affichage des contours du nombre de Nusselt dans la figure Figure V.II.11. Ces résultats sont présentés afin de vérifier la validité des caractéristiques du nombre de Nusselt présentées ci-dessus. De plus, les valeurs de nombre de Nusselt s'améliorent en raison de l'amélioration du processus de convection, ce qui est clair et attendu.

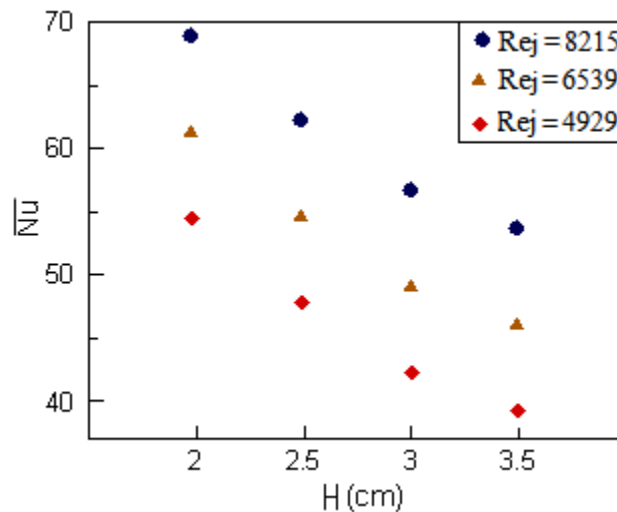


Figure V.II.12. Variations de \overline{Nu} à différentes hauteurs de canal

V.II.5.8. Position de l'axe du jet

Pour améliorer le taux de transfert de chaleur, notre étude vise dans ce cas à déterminer la position optimale pour l'axe du jet incident (voir Figure V.II.13.). Figure V.II.14. montre les

contours des vitesses de magnitude et des lignes de courant les unes sur les autres sur le plan XY, où $z = 2L$, à $Re_j = 6593$ et $R = 1$ avec différentes positions du jet (D). Les résultats montrent que la répartition de la masse du jet et du flux transversal entre la partie amont et aval impactant le cube a suffisamment changé lorsque l'on a changé l'emplacement du jet le long de la paroi supérieure du canal. On note également que la principale caractéristique de l'écoulement transversal sur le jet d'impact est la déviation du jet provoquée par la pression exercée sur le jet, où l'intensité de cette déviation dépend de la forme géométrique et du rapport R .

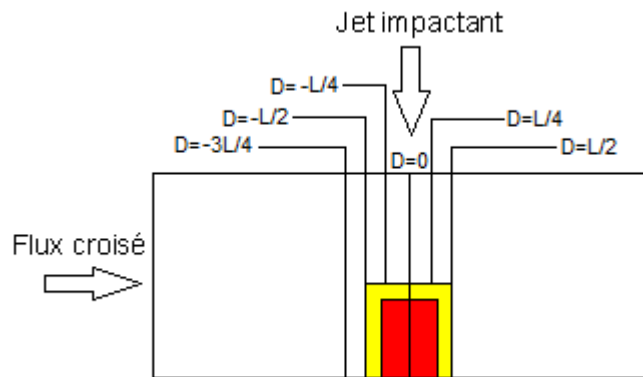
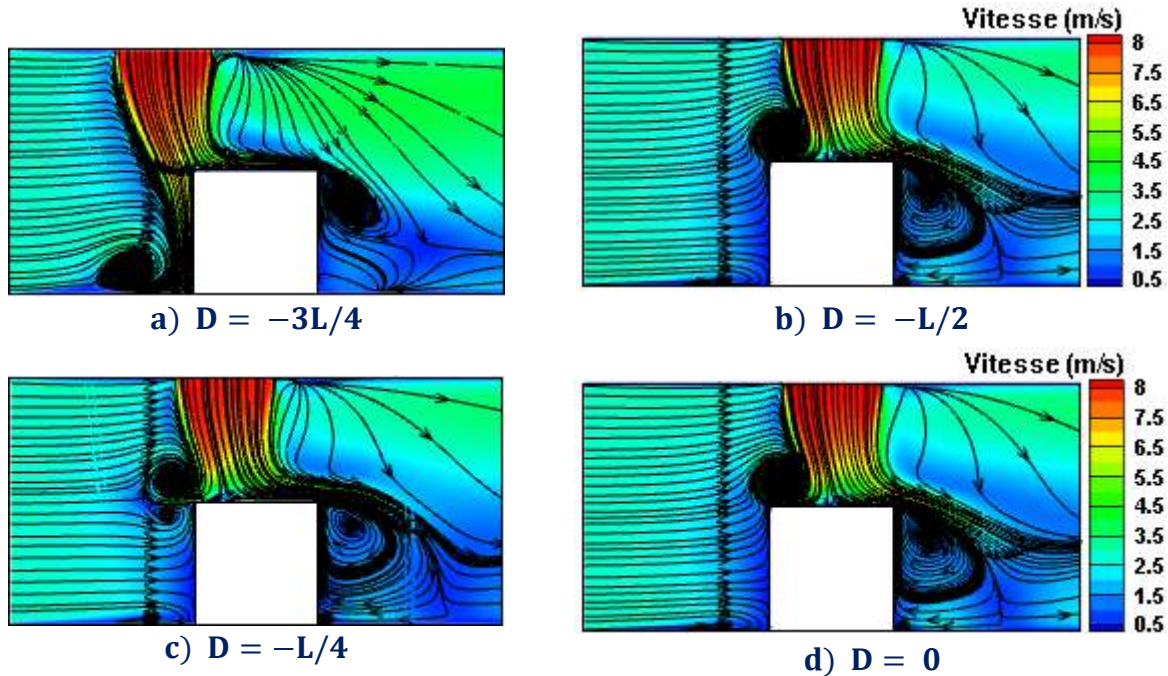


Figure V.II.13. Différentes positions de l'axe du jet



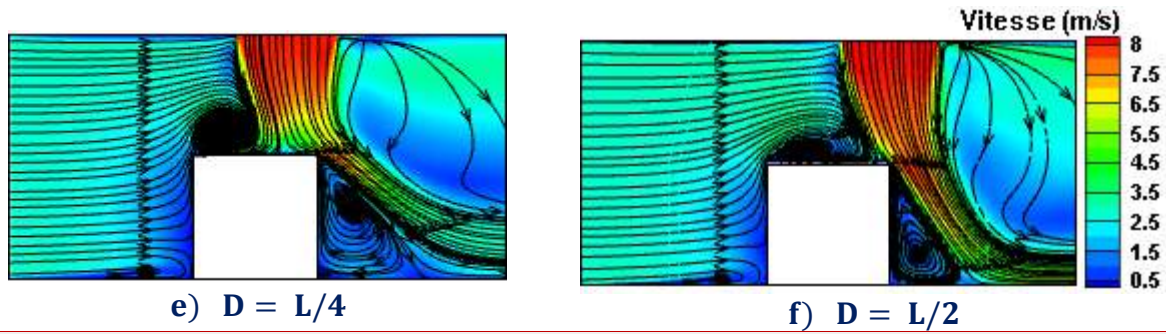
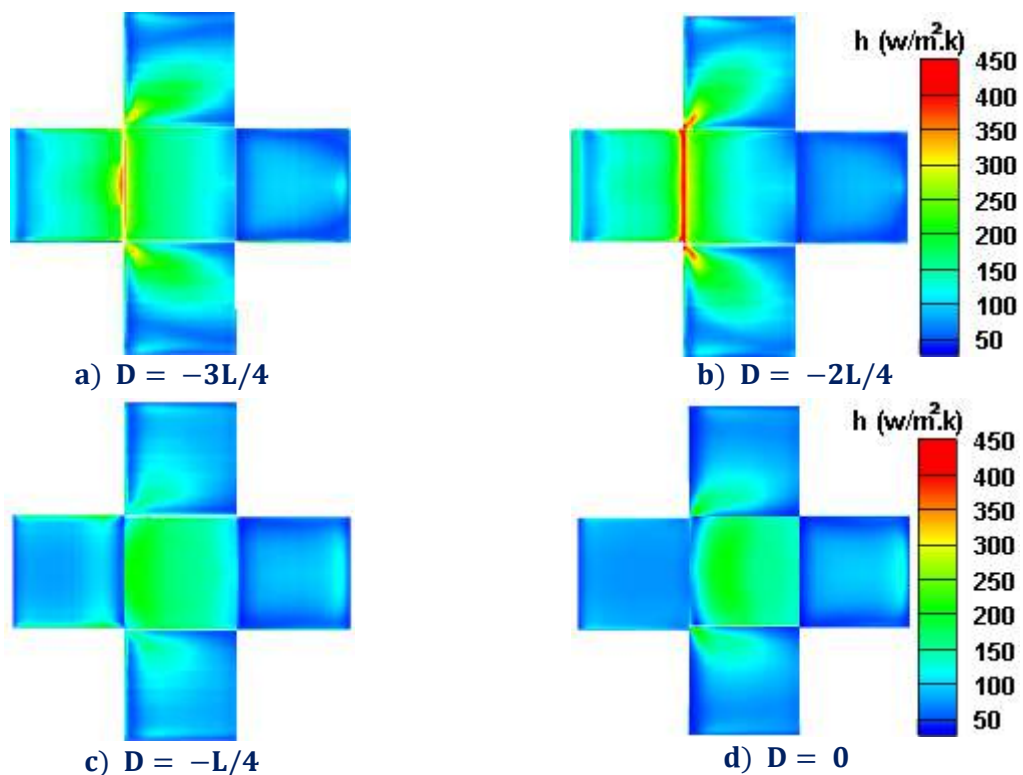


Figure V.II.14. Contours de vitesse avec des lignes de courant à différentes positions du jet impactant dans le plan XY

Figure V.II.15. Montre les contours de h à différentes positions du jet (D) autour du cube chaud à $Re_j = 6593$ et $R = 1$. On peut noter que si la position du jet est modifiée vers la sortie du canal rectangulaire, la pression exercée sur le jet par le flux transversal conduit à la déviation du jet, donc la force dynamique du jet sera perdue sans en l'utilisant. Pour profiter de la force dynamique perdue, nous avons changé l'emplacement du jet à l'entrée du canal rectangulaire. Les résultats ont montré que le refroidissement du cube est maximal lorsque l'axe du jet est déplacé vers l'entrée du canal.



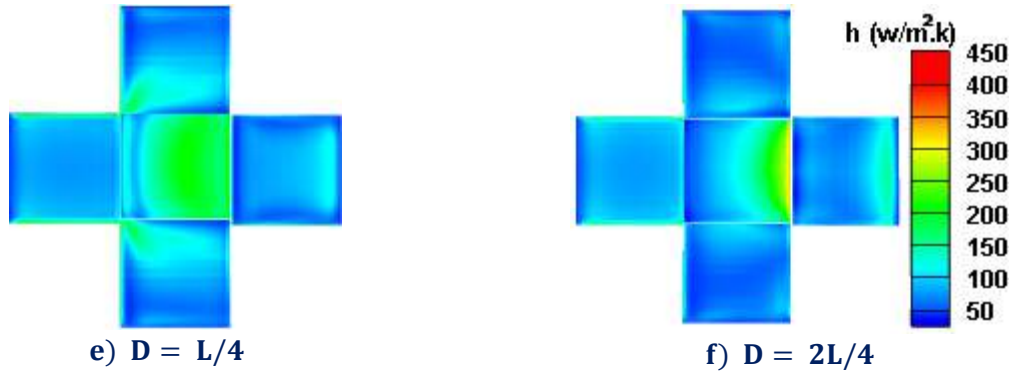


Figure V.II.15. Contours du coefficient de transfert de chaleur de surface à différentes positions du jet impactant autour du cube

Figure V.II.16. Représente la variation de \overline{Nu} autour du cube à différentes positions du jet (D). Les résultats montrent l'effet du déplacement de l'emplacement du jet le long de la paroi supérieure du canal sur le taux de transfert de chaleur, d'où notons qu'une amélioration significative du transfert de chaleur lorsque l'emplacement du jet est déplacé vers l'entrée du canal et vice versa. Il convient également de noter que le taux de transfert de chaleur a atteint de grandes valeurs à l'emplacement $D = -L/2$.

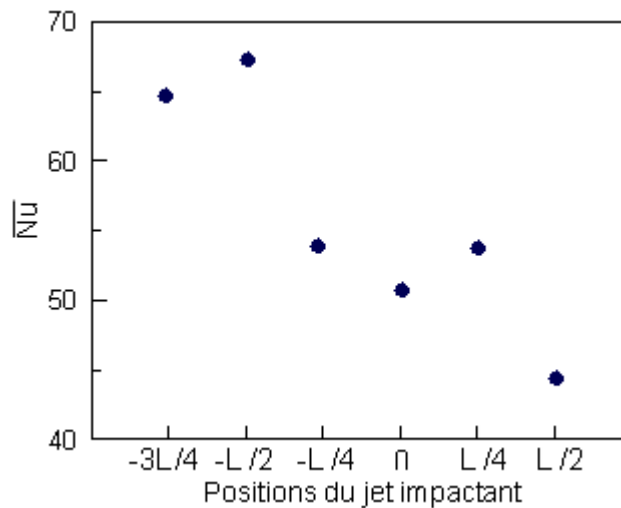


Figure V.II.16. Variations de \overline{Nu} pour différentes positions du jet impactant autour du cube

V.II.6. CONCLUSION

L'étude numérique présentée ici révèle la relation entre un flux transversal et un jet impactant sur les performances du système de refroidissement d'un bloc de cube chaud installé dans un canal rectangulaire. Nous avons pu déterminer l'emplacement optimal de l'axe du jet et la

hauteur appropriée pour améliorer le taux de transfert de chaleur. Les conclusions suivantes ont été tirées :

- ✚ Sur la face supérieure du cube, le refroidissement atteint son maximum en augmentant le nombre de Reynolds du jet Re_j et en diminuant la hauteur (H) du canal.
- ✚ Le taux de transfert de chaleur augmente avec la réduction du rapport R et l'augmentation de Re_j .
- ✚ La meilleure amélioration du transfert de chaleur est observée à un rapport R égal à 1.
- ✚ La diminution de la hauteur du canal (H) contribue de manière significative à l'augmentation du taux de transfert de chaleur.
- ✚ Le déplacement de l'axe du jet vers l'entrée du canal, à une distance $D = -L/2$, conduit à une amélioration considérable du taux de transfert de chaleur.



Partie II

**Convection forcée turbulente et génération
d'entropie de jets impactant de nanofluide
eau- Al_2O_3 sur des blocs chauffés**



V.III.1. OBJECTIF

La technique de refroidissement par jet d'impact est largement utilisée dans diverses applications scientifiques et industrielles. Cela comprend le refroidissement des composants électroniques et le refroidissement des turbines à gaz, le séchage des papiers et des films, le processus de traitement thermique des métaux. Dans cette partie, une analyse computationnelle sur la convection forcée turbulente du Al_2O_3 /eau nanofluide est effectuée pour analyser le transfert de chaleur et la production d'entropie dans un canal contenant des blocs chauffés, refroidis par des jets impactant. Le modèle de mélange à deux phases (TPMM) a été utilisé. L'objectif principal de l'étude actuelle porte sur l'étude des effets de divers paramètres tels que nombre de Reynolds ($1000 \leq \text{Re} \leq 30000$), volume fraction des nanoparticules ($0\% \leq \varphi \leq 6\%$), distance entre les blocs chauffés ($1\text{cm} \leq D_b \leq 5\text{cm}$), la position optimale du deuxième jet impactant et la forme des nanoparticules. Nous avons également fait une comparaison entre le modèle monophasique et le modèle de mélange diphasique. De plus, plusieurs corrélations ont été proposées pour le nombre de Nusselt. Les résultats sont présentés sous forme de lignes de courant et isotherme, nombre de Nusselt moyen, et local, coefficient de frottement et production d'entropie. Ce travail peut être considéré comme une bonne contribution à l'amélioration des performances thermiques et à l'amélioration du taux de transfert de chaleur (HTR) de certaines industries électroniques.

V.III.2. REPRÉSENTATION GÉOMÉTRIQUE

Le domaine physique de calcul est un canal symétrique bidimensionnel contenant un ensemble de blocs chauffés placés sur la paroi inférieure et refroidis par des jets impactant comme illustré à la Figure V.III.1. Les caractéristiques géométriques du domaine de calcul actuel sont: $L = 0.04\text{m}$, $H = L$, $D_b = \frac{3L}{4}$, $h = \frac{L}{4}$, $N = D_h = L/2$ et $L1 = 16L$. Où L et h sont la longueur et la hauteur des blocs, D_b est l'espace entre chacun des deux blocs. Les jets entrent par la buse de largeur N , où la distance entre celle-ci (buse) et la paroi inférieure est H . Les profils de vitesse de jet ont été considérés comme uniformes dans la région d'entrée V_j ($0.5\text{m/s} \leq V_j \leq 1.5 \text{ m/s}$) avec une température $T_j = 293$. Les vitesses des jets sont basées sur le diamètre hydraulique. Il y a deux jets impactant entrés dans le canal à une distance H du fond du canal. Le premier jet entre dans la région de symétrie et le deuxième jet entre au milieu de la troisième source chaude à partir de la

ligne de symétrie du canal. Les surfaces chauffées sont maintenues à une température constant $T_h = 343$ K et les autres parois sont en condition adiabatique.

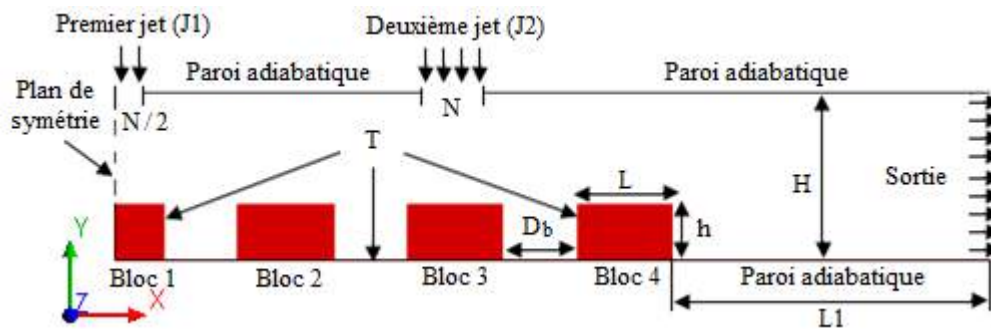


Figure V.III.1. Représentation schématique du problème physique

V.III.3. SOLUTION NUMÉRIQUE

Le logiciel Ansys-Fluent 14.5 [197] a été utilisé pour simuler le flux turbulent de transfert de chaleur. Les équations gouvernantes de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ainsi que les conditions aux limites appropriées sont discrétisées et résolues pour un domaine de calcul bidimensionnel en utilisant la technique des volumes finis. Nous avons utilisé le schéma du second-ordre UPWIND [201] est utilisé pour discrétiser les termes convectifs. L'algorithme SIMPLE [202] a été utilisé pour le couplage pression-vitesse afin de résoudre l'équation de correction de pression. Toutes les équations sont résolues en itération séquentielle pour obtenir la solution convergée. Les critères de convergence pour toutes les équations à l'exception de l'équation d'énergie sont fixés à 10^{-5} . Le critère de convergence 10^{-6} a été utilisé pour l'équation d'énergie. Afin de confirmer l'effet négligeable du maillage sur les résultats effectués, en augmentant successivement la densité du maillage jusqu'à obtenir un écart entre les résultats consécutifs inférieurs à 1%. Selon le meilleur compromis entre précision et moyens de calcul disponibles, un maillage d'environ 110000 cellules quadrilatères structurées (1100 x 100 dans les directions x et y , respectivement) a été adopté pour tous les cas que nous avons étudiés, comme le montre la Figure V.III.2. Dans la présente étude, le fluide de base utilisé est l'eau et les nanoparticules sont l'oxyde d'aluminium et leurs propriétés sont listées dans le Tableau III.3. Pour la méthode monophasique et diphasique, les expressions mathématiques (3, 4, 5 et 16) et (31, 32, 33 et 34) pour les deux méthodes, respectivement, mentionnées au chapitre III, ont été utilisées pour calculer les propriétés thermophysiques du nanofluide utilisé.

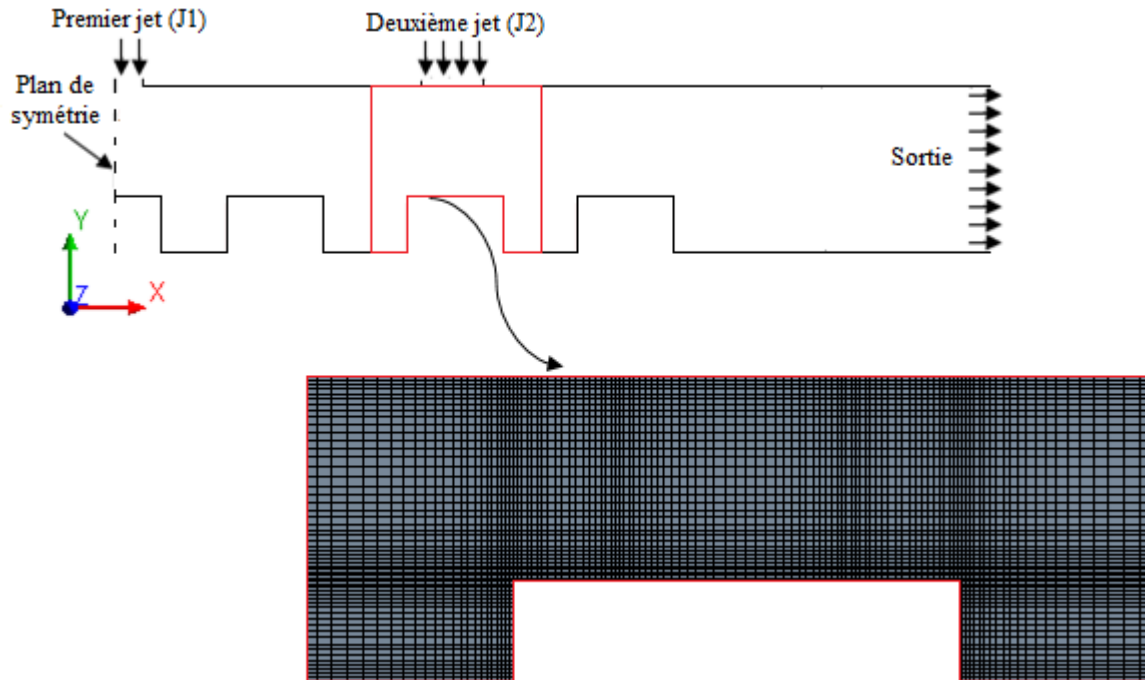


Figure V.III.2. Modèle approximatif du maillage

V.III.4. EFFET DE MAILLAGE

Afin d'obtenir précision et cohérence dans la solution numérique, la sensibilité de la grille a été réalisée en faisant varier le nombre de points de grille dans les directions axiale (direction x) et longitudinale (direction y). L'étude de l'indépendance du maillage a été réalisée pour le cas: Al_2O_3 - eau nanofluide avec $\varphi = 5\%$ et $Re = 20000$. Cinq (5) combinaisons différentes de grilles quadrilatérales uniformes ont été considérées pour assurer l'indépendance de la grille de la présente solution numérique et sont résumées dans le Tableau V.III.1. La Figure V.III.3. Montre la distribution de nombre de Nusselt le long du troisième bloc chauffé. Sur la base de l'écart du nombre moyen de Nusselt, le maillage numéro 4 a été sélectionné en tenant compte des dépenses de calcul et de la précision de la solution. La taille de grille optimale pour la région solide a été identifiée sur la base du nombre de Nusselt moyen pour les directions longitudinale et normale dans le Tableau V.III.1. À partir des résultats, les grilles 1000x100 ont été choisies pour étudier la présente analyse de transfert de chaleur pour tous les cas.

Tableau V.III.1. Nombre de nœuds pour différents maillages (directions X et Y)

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4	Maillage 5
Nombre de nœuds	715x70	875x80	1000x90	100x100	1217x115

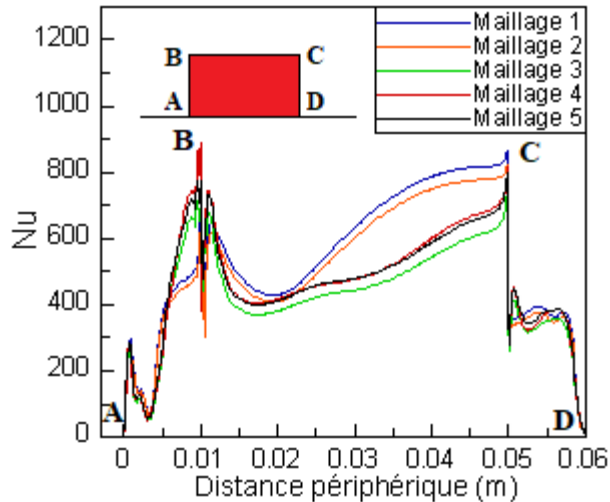


Figure V.III.3. Variation du Nu sur le troisième bloc avec différents maillages

V.III.5. RÉSULTATS

V.III.5.1. Validation

Afin de confirmer la validité de la solution d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur, nous avons utilisé le modèle de turbulence $k - \epsilon$ standard avec un traitement de paroi amélioré en utilisant TPMM. Nos résultats sont comparés avec les résultats de [66] et [204], et sont présentés dans la Figure 4a et la Figure 4b, respectivement. La Figure V.III.4a. Montre un bon accord avec les travaux de Siavashi et Jamali [66] en comparant les valeurs de nombre de Nusselt à différents Re. En ce qui concerne la Figure V.III.4b., une tendance similaire est observée avec les résultats de Lafouraki et al. [204], basée sur la comparaison de la vitesse à $\varphi = 2\%$ et $\varphi = 4\%$.

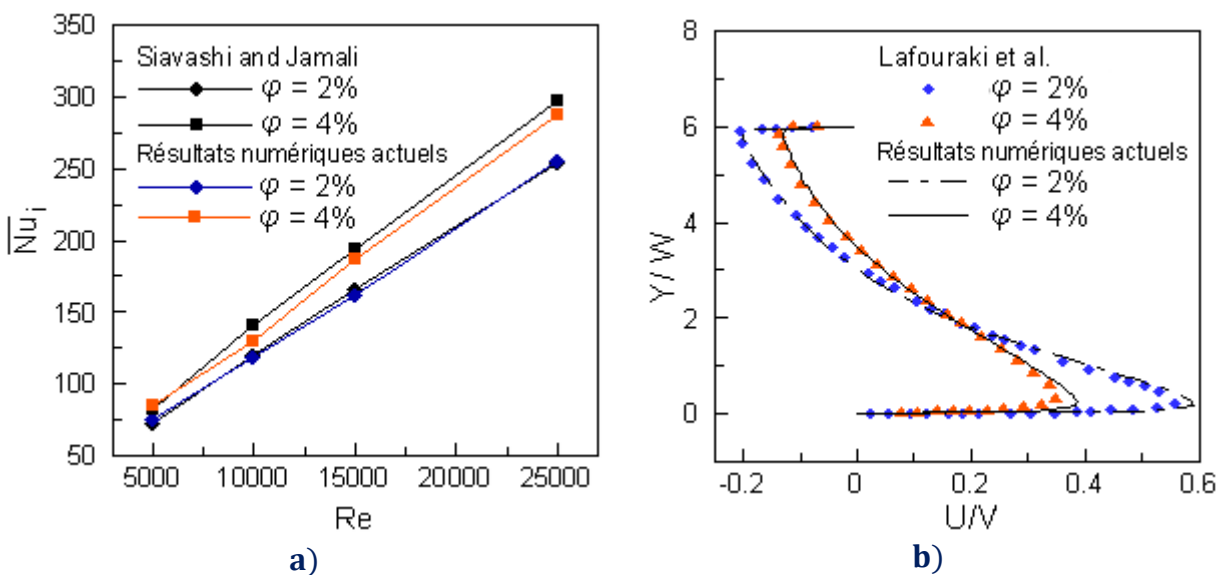
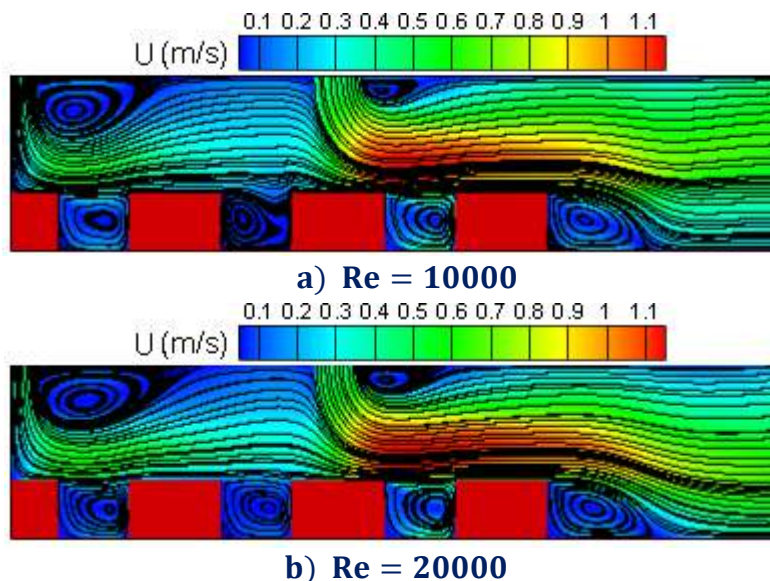
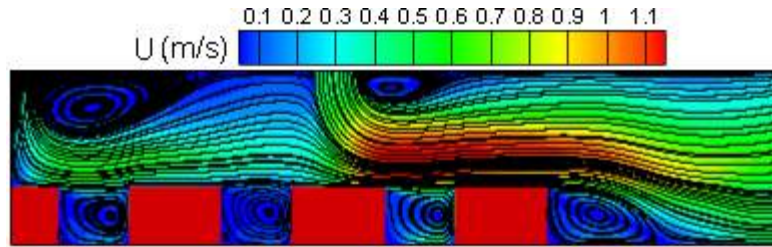


Figure V.III.4. Comparaison des recherches actuelles avec les données disponibles

V.III.5.2. Champ dynamique

Figure V.III.5. représente les contours des lignes de courant et de vitesse l'une sur l'autre à différents Re ($Re = 10000, 20000$ et 30000) en utilisant le $Al_2O_3 - eau$ nanofluide avec $\varphi = 5\%$. La figure représente le premier jet (J1) sortant au niveau de la section de symétrie et le deuxième jet (J2) sortant au milieu u troisième bloc à partir de la ligne de symétrie. Ici, les jets entrant dans le domaine de calcul tournent et sortent vers le côté droit du domaine. Les zones de recirculation primaires sont développées à côté des jets en raison de la génération de force de cisaillement entre les jets et le fluide ambiant. La taille des tourbillons pour le primaire et le secondaire augmente avec le nombre de Reynolds (Re). De plus, l'augmentation de Re se traduit par une augmentation de l'intensité des vortex formés dans le canal entre les blocs chauffés. Les tourbillons se déplacent dans le sens de l'écoulement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Cela peut être dû à l'impulsion plus élevée des jets et à la contrainte de cisaillement plus élevée entre les cellules de recirculation et les jets. La concentration de ligne de courant se trouve être plus élevée au sommet des blocs 3 et 4 en raison de la domination du jet J2. De petites cellules de recirculation sont formées entre deux blocs chauffés en raison de l'action de cisaillement du flux principal et du fluide de la cavité. Après le bloc 4, une zone de recirculation se forme en raison de l'expansion soudaine des nanofluides après le bloc 4. Au voisinage, le point de rattachement du jet (J1) est progressivement augmenté avec l'augmentation du nombre de Reynolds due à la domination des cellules de recirculation et l'impulsion des nanofluides.



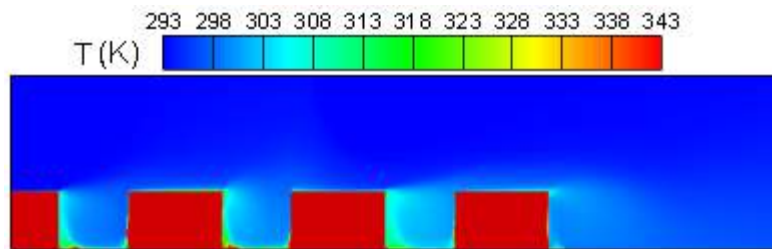


c) $Re = 30000$

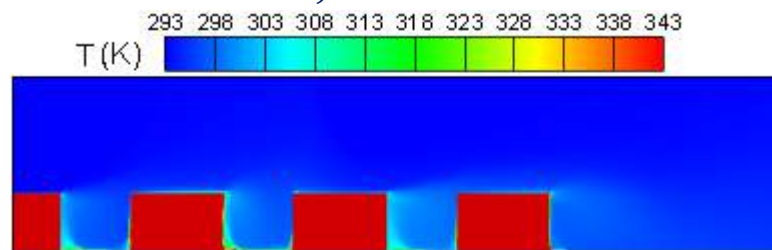
Figure V.III.5. Effet de Re sur les contours des vitesses et lignes de courant

V.III.5.3. Champ thermique

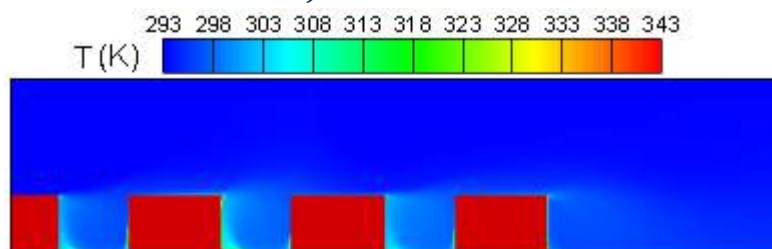
Figure V.III.6. Présente l'effet de Re ($Re = 10000, 20000$ et 30000) sur la distribution de température autour des blocs chauffés à $\varphi = 5\%$. On peut observer que les isothermes occupent une partie considérable du canal autour et entre le bloc chauffé pour un Re faible ($Re = 10000$), à cause de quantité de mouvement du nanofluide insuffisante pour décrémenter la couche thermique. Notez le contraire lorsque vous augmentez Re . Cela signifie que l'épaisseur de la couche limite thermique diminue progressivement lorsque Re augmente.



a) $Re = 10000$



b) $Re = 20000$

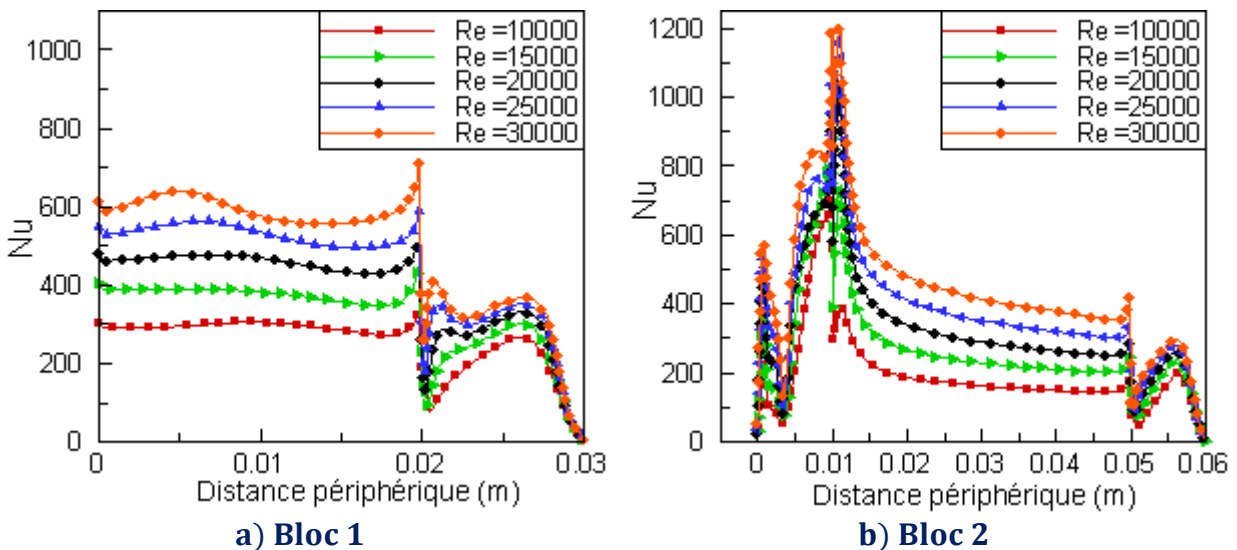


c) $Re = 30000$

Figure V.III.6. Effet de Re sur les contours isothermes

V.III.5.4. Nombre de Nusselt

Figure V.III.7. Illustre la distribution du nombre de Nusselt local autour des faces exposées de quatre (4) blocs chauffés à différents nombres de Reynolds avec $\varphi = 5\%$. Chaque graphique illustre la variation du nombre de Nusselt avec la distance périphérique mesurée à partir du coin inférieur gauche de chaque bloc. Les résultats montrent qu'une augmentation de Re permet une augmentation de Nu au sommet de chaque bloc en raison d'une réduction de l'épaisseur de la couche limite thermique. Des fluctuations du profil local du nombre de Nusselt à droite et à gauche des blocs apparaissent en raison de la formation de tourbillons dans le canal entre les blocs. On peut noter qu'avec l'augmentation du nombre de Reynolds, la force des tourbillons dans le canal augmente, ce qui permet d'augmenter les valeurs de Nu. De plus, nous observons que la distribution de Nu autour du bloc 2 est la même que celle du bloc 4 avec une différence dans les valeurs de Nu. Pour le bloc 3, le nombre de Nusselt local augmente avec l'augmentation de la face supérieure. Alors que le nombre de Nusselt sur le bloc 4 diminue avec l'augmentation de la face supérieure. Cela peut être dû à l'introduction du second jet (J2). Les valeurs maximales de Nu se situent autour du dernier bloc du fait de la déflexion du J2 et de la domination de ce jet par rapport à J1.



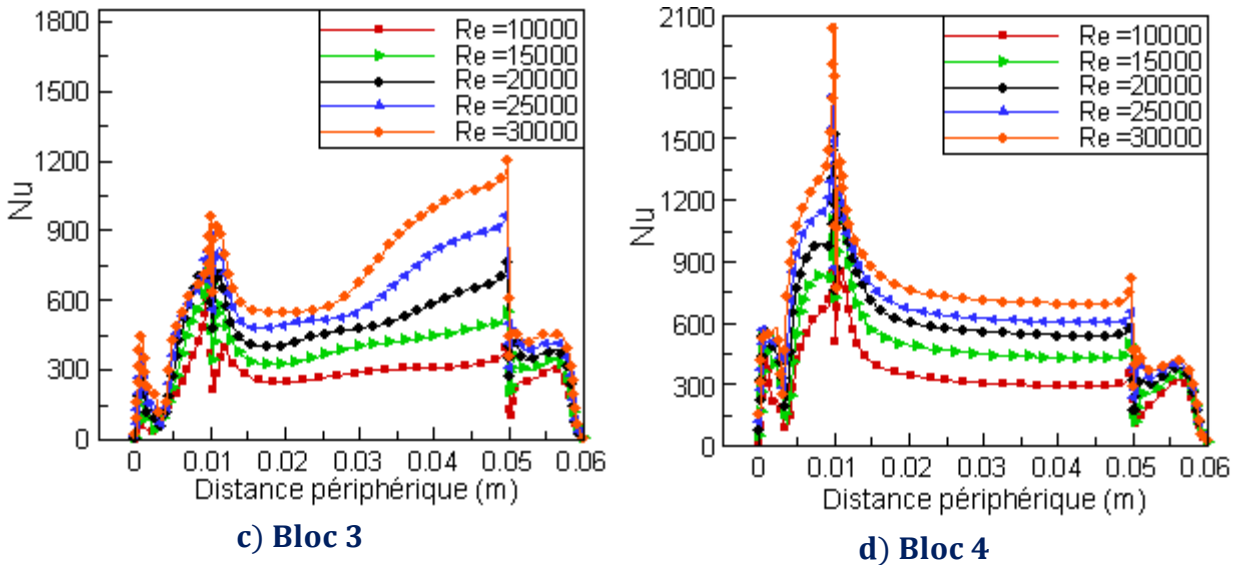
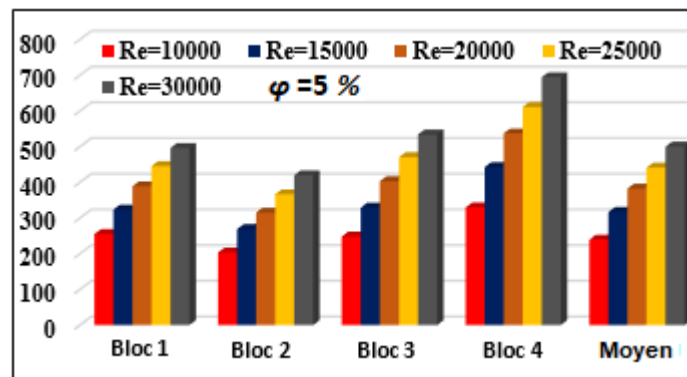
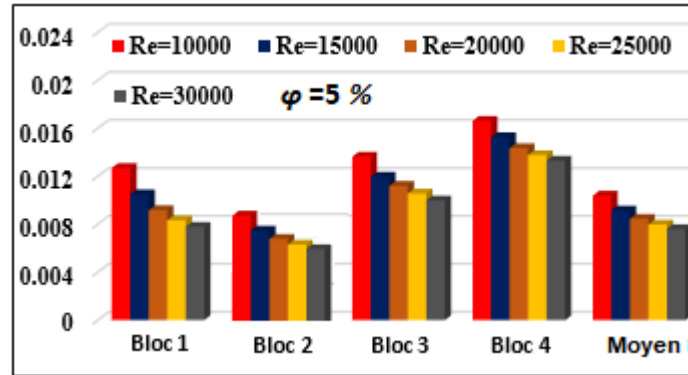


Figure V.III.7. Variation de Re sur la distance périphérique pour différents blocs

Figure V.III.8. Représente la variation de nombre de Nusselt et coefficient de frottement autour de chaque bloc chauffé à $\varphi = 5\%$ et à différents Re. On peut noter que l'augmentation de Re s'accompagne d'une augmentation de \overline{Nu} et d'une diminution de \overline{Cf} . La diminution de \overline{Cf} à Re élevée est due à la diminution de l'épaisseur de la couche limite, donc les gradients de vitesse et de température augmentent. Cela entraîne une augmentation de \overline{Nu} . Cela signifie que le taux de transfert de chaleur est amélioré.





b)

Figure V.III.8. Variation de a) \overline{Nu} et b) \overline{Cf} autour de la surface exposée de différents blocs chauffés pour différents Re

V.III.5.5. Effet de volume fraction de nanoparticules

Figure V.III.9. Montre la variation de nombre de Nusselt moyenne (\overline{Nu}) autour de chaque bloc chauffé avec différentes fractions volumiques des nanoparticules (ϕ) à $Re = 20000$. Nous pouvons observer que tous les nanofluides ont des propriétés supérieures à celles de l'eau pure. De plus, nous pouvons noter que \overline{Nu} augmente avec l'augmentation de ϕ , en raison de l'augmentation de la conductivité thermique de fluide de base. On peut conclure que les valeurs maximales de \overline{Nu} , situées autour du dernier bloc, sont dues à la domination de J2 par rapport à J1.

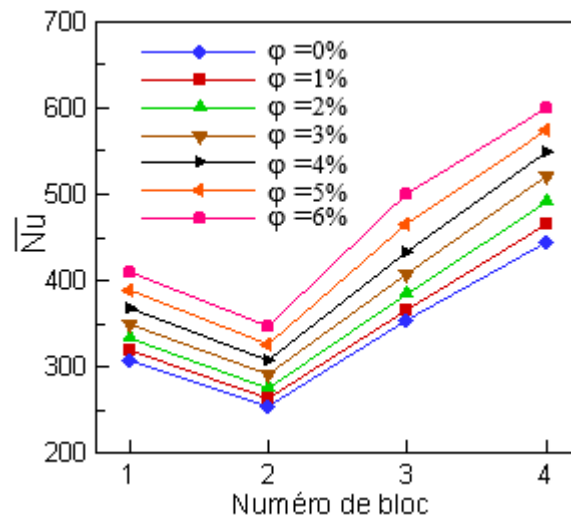


Figure V.III.9. Variation de \overline{Nu} autour de la surface exposée de différents blocs chauffés pour différents ϕ

V.III.5.6. Effet de position optimale de J2

Pour choisir la position optimale de J2 afin d'améliorer le taux de transfert thermique, nous avons changé la position de J2 plusieurs fois (voir Tableau V.III.2.) le long de la paroi supérieure. La Figure V.III.10. Illustre la variation de \overline{Nu} pour différentes positions du J2 avec différents Re. On peut noter que les valeurs de \overline{Nu} augmentent avec l'augmentation de Re en raison de l'augmentation de la longueur et de la force des zones de recirculation formées entre les blocs chauffés, ce qui permet de diminuer l'épaisseur de la couche limite thermique, donc le taux de transfert thermique s'améliore. Changer la position du J2 vers le J1 améliore également les valeurs de \overline{Nu} . Cela est probablement dû à l'exploitation de la perte de vitesse de du J2, qui augmente les gradients de température et de vitesse le long des blocs chauffés. Nous pouvons conclure que l'emplacement optimal pour le J2, qui donne le taux de transfert de chaleur le plus élevé, est situé sur le deuxième bloc.

Tableau V.III.2. Différentes distances entre J1 et J2					
Position	1	2	3	4	5
Distance between J1 and J2 (cm)	7.5	11.5	14	17.5	21

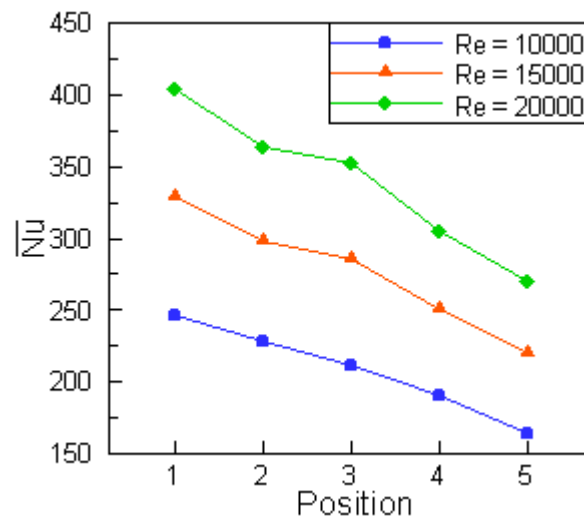


Figure V.III.10. Variation de \overline{Nu} pour différentes positions de J2 à différents Re

V.III.5.7. Effet de l'espacement entre les blocs chauffés

L'influence de la distance entre deux blocs (D_b) sur le nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}) est illustrée à la Figure V.III.11. La position du deuxième jet est fixée sur le troisième bloc malgré le

changement de D_b . Nous avons constaté que l'augmentation de Re contribue de manière significative à l'amélioration de transfert de chaleur. De plus, la diminution de D_b augmente l'influence des jets sur les blocs chauffés ce qui entraîne une diminution de la couche thermique et par conséquent une augmentation des gradients de température et de vitesse, quand on augmente D_b on obtient l'inverse.

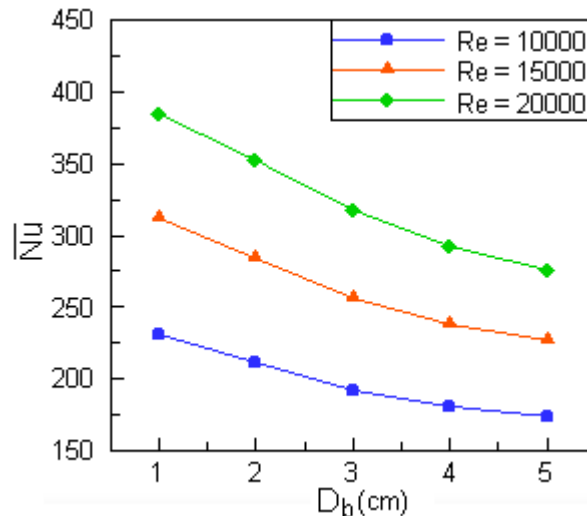


Figure V.III.11. Variation de \overline{Nu} en termes de distance entre les blocs à différents Re

V.III.5.8. Effet de la vitesse de glissement

En général, deux approches différentes telles que le modèle TPMM et SPM sont utilisées pour prédire l'effet de transfert de chaleur convectif avec divers nombres de Reynolds et les résultats sont résumés sur la Figure V.III.12. Les résultats ont montré que le nombre moyen de Nusselt était plus élevé pour l'approche MPM par rapport à l'approche SPM pour tous les cas étudiés. On peut noter que l'interaction du fluide de base et des nanoparticules est considérée dans l'approche MPM en incorporant la vitesse de glissement entre le fluide de base et la nanoparticule dans la modélisation. Cela peut être le raisonnement selon lequel l'approche MPM donne un coefficient de transfert de chaleur plus élevé par rapport à l'approche SPM pour les mêmes conditions de fonctionnement. De plus, les valeurs du nombre de Nusselt augmentent avec l'augmentation de Re lorsque les deux approches sont utilisées.

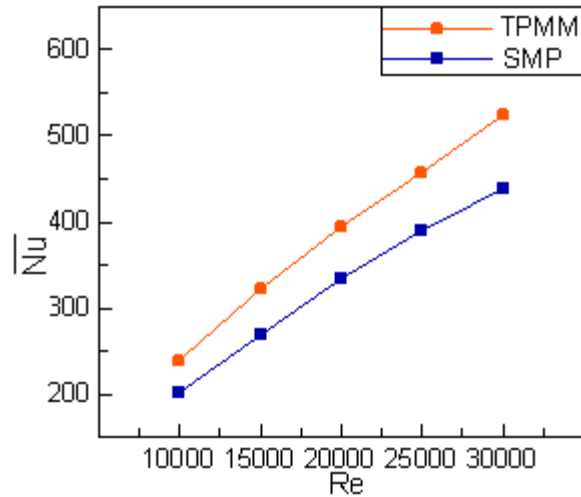


Figure V.III.12. Comparaison de \overline{Nu} entre le le modèle de mélange à phasique et monophasique à différents Re

V.III.5.9. Analyse de génération d'entropie

Figures V.III.13a. et V.III.13b. illustrent l'effet de φ sur la génération d'entropie due au transfert de chaleur ($\dot{S}_{g,th}$) et au frottement ($\dot{S}_{g,v}$) à différents Re. On observe également que la génération d'entropie due au transfert de chaleur a été augmentée par la fraction volumique du nanofluide. Il est également tout à fait évident que la conductivité thermique ainsi que la viscosité du nanofluide ont été augmentées avec la concentration en nanoparticules. Ainsi, les générations d'entropie dues au transfert de chaleur et au frottement ont été augmentées avec la fraction volumique du nanofluide. Il est bien évident que le transfert de chaleur par le fluide en augmente avec la fraction volumique du nanofluide en raison d'une conductivité thermique accrue. Ainsi, la génération d'entropie due au transfert de chaleur est également augmentée. La température moyenne du fluide est réduite en ajoutant plus de particules solides dans le fluide de base. En conséquence, le gradient de température entre la paroi à température constante et le fluide est augmenté, ce qui à son tour augmente la génération d'entropie thermique. D'autre part, les résultats ont montré que les valeurs de $\dot{S}_{g,th}$ et $\dot{S}_{g,v}$ augmentent également en raison de l'augmentation des gradients de vitesse et de température avec l'augmentation de Re. Figure V.III.13c. illustre l'effet φ sur $\dot{S}_{g,t}$ à différents Re. Les résultats montrent que les valeurs de $\dot{S}_{g,t}$ augmentent avec l'augmentation de Re et φ et prennent le même comportement que $\dot{S}_{g,th}$ car les valeurs de $\dot{S}_{g,th}$ sont beaucoup plus élevées que les valeurs de $\dot{S}_{g,v}$. En ce qui concerne la Figure V.III.13d., qui illustre l'effet de φ sur Be à différents Re. L'augmentation de φ et Re conduit à réduire les valeurs

de Be. Il est tout à fait évident qu'à $Be = 1$. Ceci est possible lorsque la génération d'entropie thermique ou l'irréversibilité due au transfert thermique domine sur la génération d'entropie frictionnelle ou l'irréversibilité due au frottement. D'autre part, si $Be = 0$, l'entropie de friction domine la génération d'entropie thermique. Dans la présente étude numérique, le nombre de Bejan est approximativement égal à 1. Ainsi, l'entropie thermique est dominée par l'entropie de frottement. On peut voir qu'il y a une diminution marginale du nombre de Bejan avec le nombre de Reynolds et avec la fraction volumique puisque la contribution de la génération d'entropie frictionnelle à la génération d'entropie totale est très faible.

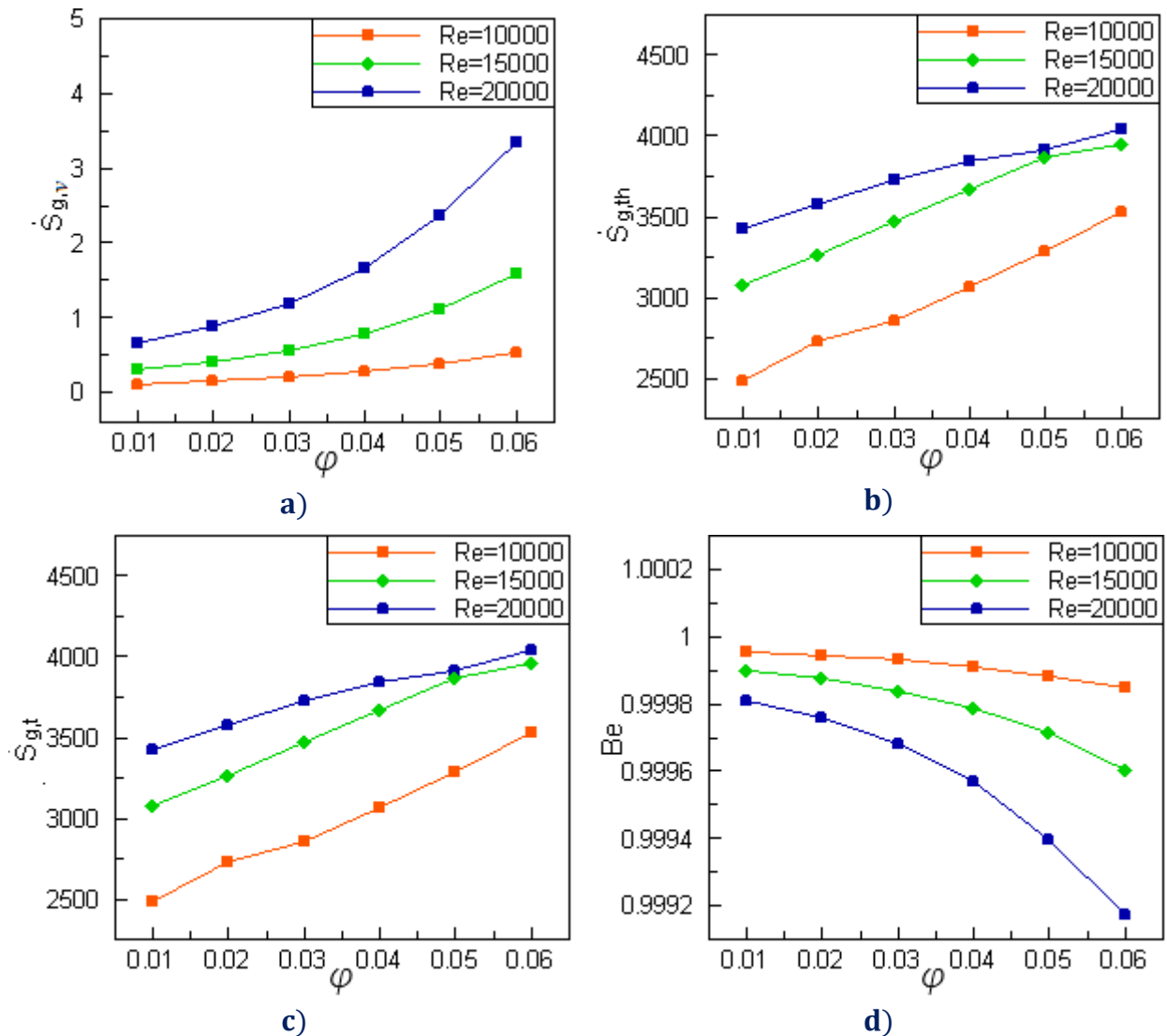


Figure V.III.13. Effet de ϕ sur a) $\dot{S}_{g,th}$, et b) $\dot{S}_{g,v}$, c) $\dot{S}_{g,t}$ et d) Be à différent Re

V.III.5.10. Corrélations suggérées

- La première corrélation proposée est liée de nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}) le long des blocs chauffés, présentés comme suit:

$$\overline{Nu} = 0.7756Re^{0.7275}Pr^{-0.6376}(1 + \varphi)^{8.0603} \quad (1)$$

Elle est validée avec les résultats numériques pour une erreur comprise entre -1.5% et 3.5% , comme le montre la Figure V.III.14a. Cette corrélation est définie en fonction des Re , Pr et φ ($CPr^n Re^m (1 + \varphi)^k$), où $10000 \leq Re \leq 30000$ et $1\% \leq \varphi \leq 5\%$.

- La deuxième corrélation que nous avons proposée concerne le coefficient de frottement (\overline{Cf}) le long des blocs chauffés, présentés comme suit:

$$\overline{Cf} = 0.2585Re^{-1.9515}(1 + \varphi)^{-0.3145} \quad (2)$$

Elle est disponible avec les résultats numériques pour une erreur n'excédant pas 3% , comme le montre la Figure V.III.14b. Cette corrélation est définie en fonction de Re et φ ($CRe^n (1 + \varphi)^k$), où $10000 \leq Re \leq 30000$ et $1\% \leq \varphi \leq 5\%$.

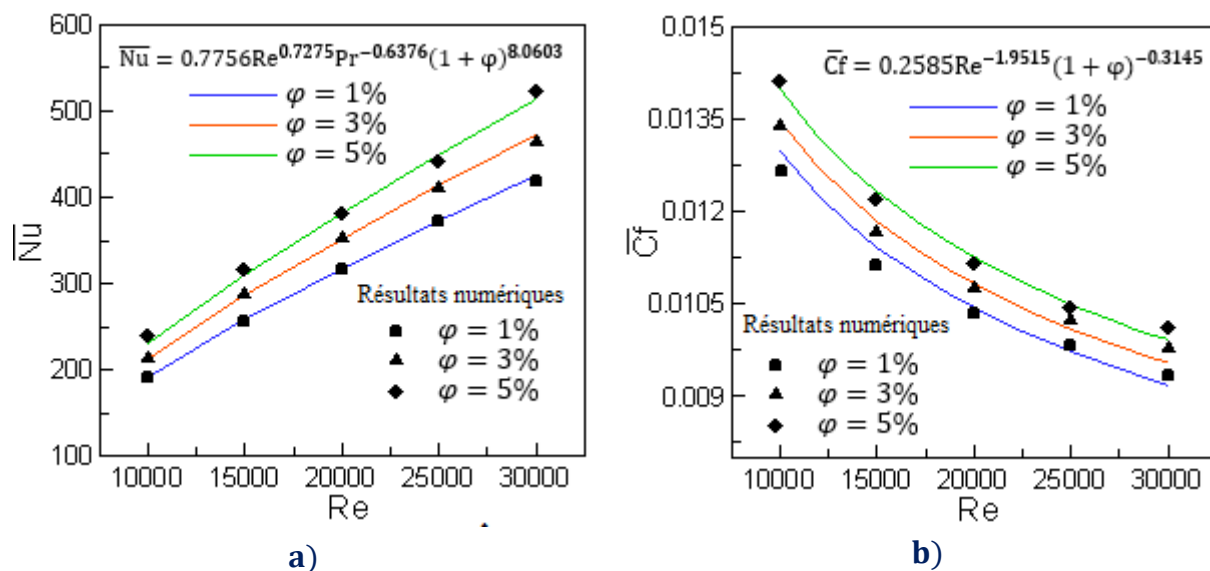


Figure V.III.14. Corrélation de a) \overline{Nu} et b) \overline{Cf} pour différents Re et φ

- La troisième corrélation proposée pour le calcul de \overline{Nu} le long des blocs chauffés pour différents espaces entre jets D_j , se présente comme suit :

$$\overline{Nu} = 0.4471Re^{0.7275}(D_j/H)^{-0.3876} \quad (3)$$

Elle est validée pour une erreur de 3% comme le montre la Figure V.III.15a. Cette corrélation est définie en fonction de Re et D_j/H ($CRe^n (D_j/H)^k$), où $30000 \leq Re \leq 10000$ et $\varphi = 5\%$.

✚ La dernière corrélation proposée pour le calcul de \overline{Nu} le long des blocs chauffés pour différents espaces entre blocs (D_b) se présente comme suit :

$$\overline{Nu} = 0.1951Re^{0.7463}(D_b/H)^{-0.1958} \quad (4)$$

Elle est validée avec les résultats numériques pour une erreur comprise entre $-1,5\%$ et $3,5\%$, comme montre la Figure V.III.15b. Cette corrélation est définie en fonction de Re et D_b/H ($CRe^n(D_b/H)^k$), où $30000 \leq Re \leq 10000$, $1\text{cm} \leq D_b \leq 5\text{cm}$ et $\varphi = 1\%$.

Ces corrélations peuvent aider les ingénieurs travaillant dans l'industrie qui ont besoin de concevoir cette configuration pour obtenir des résultats approximatifs pour le nombre de Nusselt en tenant compte de nombreuses variables.

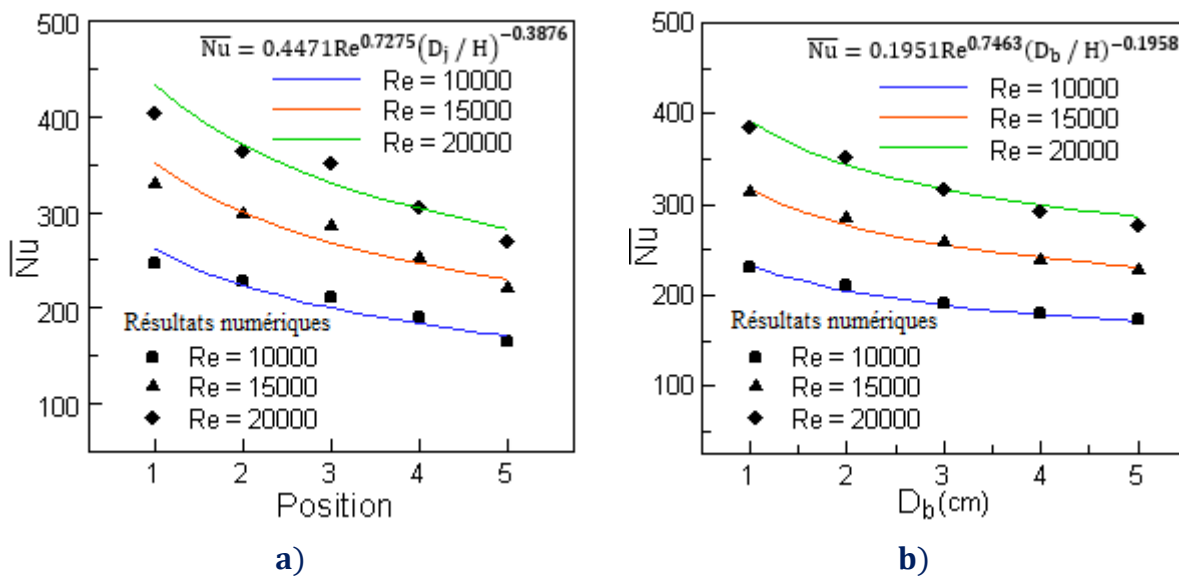


Figure V.III.15. Corrélation de \overline{Nu} pour différents Re et a) D_j et b) D_b

V.III.5.11. Formes de nanoparticules

Figure V.III.16. Représente les valeurs de \overline{Nu} à différents Re le long des composantes chaudes pour le nanofluide Al_2O_3 /eau utilisant différentes formes de nanoparticules à $\varphi = 5\%$. Les résultats indiquent qu'une augmentation des valeurs de Re avec toutes les formes de nanoparticules conduit à une augmentation des gradients de vitesse et de température. Cela signifie que l'épaisseur de la couche limite diminue, donc les valeurs de \overline{Nu} augmentent. Au niveau des particules, le mouvement des nanoparticules de différentes formes peut être entièrement différent, ce qui entraîne la variation de l'épaisseur de la couche limite. Pour cela, lorsque nous utilisons la

forme des nanoparticules en plaquettes, nous obtenons des valeurs de \overline{Nu} plus élevées que les autres formes.

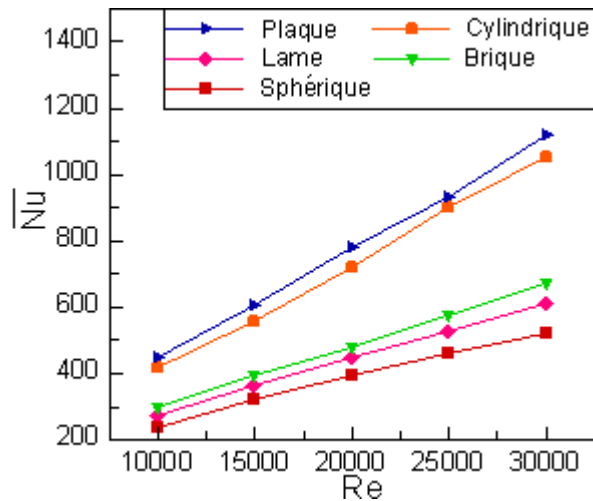


Figure V.III.16. Effet de Re sur \overline{Nu} pour différentes formes de nanoparticules

Figure V.III.17. Représente la variation du coefficient de frottement de peau \overline{Cf} le long des composantes chaudes en fonction de Re en utilisant Al_2O_3 /eau nanofluide à différente forme des nanoparticules avec $\phi = 5\%$. Nous pouvons noter que l'augmentation de Re est accompagnée d'une augmentation de \overline{Cf} comme indiqué ci-dessus et une réduction de \overline{Cf} comme nous pouvons le voir dans la figure ci-dessous. La diminution de \overline{Cf} à Re élevé est due à des diminutions de l'épaisseur de la couche limite, permettant aux gradients de vitesse et de température d'augmenter. Comme le jet frappe de multiples composants chauds, les flux secondaires sont des caractéristiques significatives, en particulier lorsque de fortes structures tourbillonnaires augmentent le transfert de chaleur local, et les forces centrifuges peuvent jouer un rôle important dans la modification de la distribution des nanoparticules individuelles. Au niveau des particules, le mouvement des nanoparticules de diverses formes peut être entièrement différent, ce qui entraîne la variation de l'épaisseur de la couche limite. Cela conduit à une diminution des valeurs de \overline{Cf} .

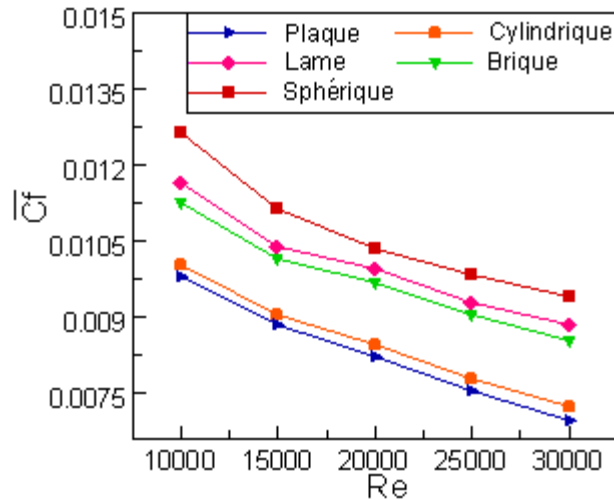


Figure V.III.17. Effet de Re sur \overline{Cf} pour différentes formes de nanoparticules

Pour démontrer l'effet de la φ sur le taux de transfert de chaleur. Figure V.III.18. Représente la variation de \overline{Nu} pour différentes formes de nanoparticules à différents φ et $Re = 20000$. On peut voir que les formes de nanoparticules en plaquettes et cylindriques ont un \overline{Nu} plus élevé par rapport aux formes variables de nanoparticules. Aussi, nous pouvons noter que les valeurs de \overline{Nu} augmentent avec φ , en raison de l'important échange d'énergie dû au mouvement chaotique des formes de nanoparticules.

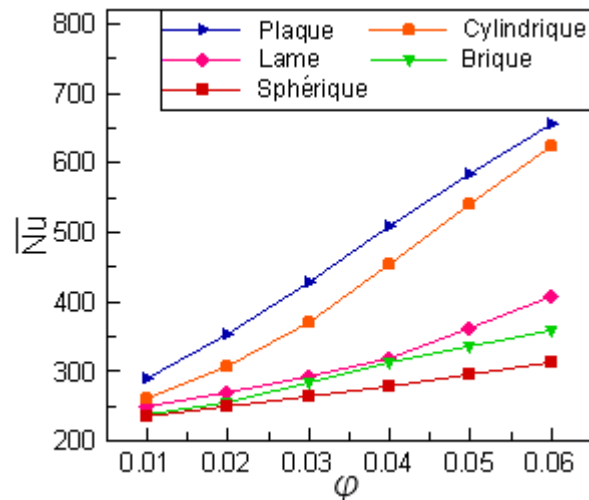


Figure V.III.18. Effet de φ sur \overline{Nu} pour différentes formes de nanoparticules

Figure V.III.19. Représente la variation de \overline{Cf} pour différentes formes de nanoparticules à différents φ et $Re = 20000$. Nous pouvons remarquer que le \overline{Cf} diminue avec l'augmentation des valeurs de φ , en raison des diminutions de l'épaisseur de la couche limite. Les résultats ont

également montré que les plus petites valeurs de \overline{Cf} ont été obtenues en utilisant les formes de nanoparticules en plaquettes et cylindriques.

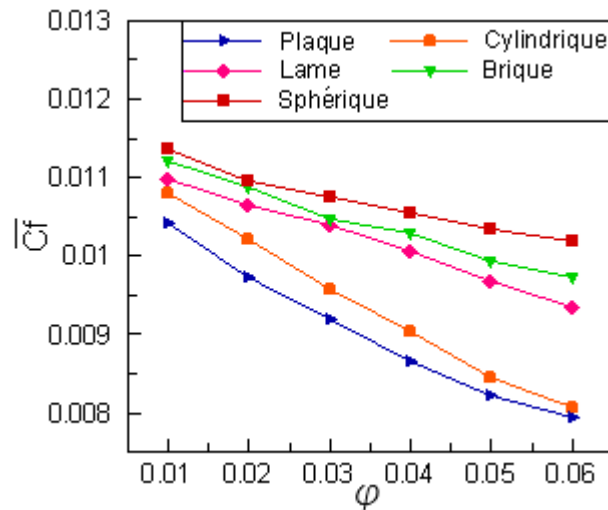


Figure V.III.19. Effet de ϕ sur \overline{Cf} pour différentes formes de nanoparticules

V.III.5.12. Critère de performances

Pour prouver l'effet de l'ajout de différentes formes de nanoparticules au fluide de base sur l'amélioration du critère d'évaluation de la performance à différents ϕ avec $Re = 20000$. La Figure V.III.20. Présente le PEC en termes de ϕ pour différentes formes de nanoparticules. Les résultats ont révélé que les plaquettes et les particules cylindriques ont un PEC plus élevé que les autres formes de nanoparticules. En outre, nous pouvons conclure que pour atteindre la meilleure PEC, nous devons augmenter les valeurs de ϕ .

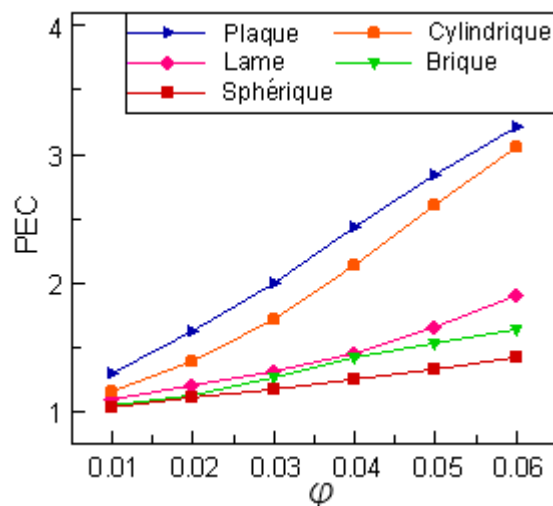


Figure V.III.20. Effet de ϕ sur la PEC pour différentes formes de nanoparticules

V.II.6. CONCLUSION

Le transfert de chaleur et la production d'entropie pour les jets d'impact turbulent sur des blocs chauffés à l'aide de Al_2O_3 /eau nanofluide a été étudiés numériquement en utilisant l'approche de mélange à deux phases. Les effets du nombre de Reynolds, des fractions volumiques des nanoparticules, l'espacement entre les blocs chauffés et le déplacement de la position du second jet (J2) vers le premier jet (J1) sur la production d'entropie et le transfert de chaleur ont été étudiés. L'effet de la modélisation du mélange multiphase sur les résultats de refroidissement par impact des jets est également rapporté. Différentes corrélations pour le nombre de Nusselt moyen ont été suggérées. De plus, l'effet de différentes formes de nanoparticules (sphérique, lame, brique, cylindrique et plaque) a été étudié. Les résultats significatifs de la présente enquête numérique sont résumés ci-dessous:

- ✚ Les tailles des tourbillons primaires et secondaires augmentent progressivement avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Les zones de recirculation primaire et secondaire se déplacent vers l'aval avec l'augmentation du nombre de Reynolds.
- ✚ La diminution de D_b peut contribuer de manière significative à augmenter le taux de transfert thermique.
- ✚ Le nombre de Nusselt local et moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des particules.
- ✚ Les valeurs extrêmes Du nombre de Nusselt autour du dernier bloc sont dues à la dominance de J2 par rapport à J1.
- ✚ L'approche de modélisation affecte également de manière significative les caractéristiques d'écoulements et de transfert de chaleur des nanofluides. Le transfert de chaleur plus élevé est obtenu en utilisant l'approche TPMM par rapport à l'approche SPM. L'approche TPMM a le mécanisme de vitesse de glissement qui conduit à une interaction plus élevée entre les nanoparticules et le fluide de base, ce qui entraîne un taux de transfert de chaleur plus élevé.
- ✚ Différentes corrélations sont proposées pour nombre de Nusselt moyen.
- ✚ L'augmentation des valeurs de Re et φ entraîne une augmentation de $\dot{S}_{g,th}$, $\dot{S}_{g,v}$ et $\dot{S}_{g,t}$.
- ✚ L'augmentation des valeurs de Re et D_b et le déplacement du J2 localisé vers le J1 augmentent les valeurs de $\dot{S}_{g,t}$.

- ✚ Le PEC est amélioré lorsque φ est augmenté avec toutes les formes de nanoparticules, où les formes de particules cylindriques et de plaquettes avaient des valeurs de PEC plus élevées par rapport aux nanoparticules de formes différentes.
- ✚ La forme des nanoparticules plaquettes contribue de manière significative à augmenter le taux de transfert de chaleur par rapport aux autres formes.



Partie III

**Transfert de chaleur et génération d'entropie
d'un écoulement de nanofluide eau-TiO₂ dans
un canal ondulé en utilisant l'approche du
mélange à deux phases**



V.IV.1. OBJETCIF

L'échangeur de chaleur est l'un des composants les plus importants des systèmes de génie thermique. Différents types ont été utilisés à des fins différentes telles que le refroidissement et le chauffage. Dans la présente étude, nous avons effectué une analyse numérique de la génération d'entropie de TiO_2 – eau nanofluide dans un canal ondulé soumis à un flux de chaleur constant (q'') en utilisant le modèle de mélange à deux phases, où les analyses ont été effectuées dans des conditions de convection forcée laminaire. L'effet de diverses amplitudes tels que nombre de Reynolds ($50 \leq \text{Re} \leq 600$), volume fractions des nanoparticules ($0\% \leq \varphi \leq 5\%$) et amplitudes ondulées ($0 \leq \alpha \leq 0,015$) sur le comportement d'écoulement, le transfert de chaleur et la génération d'entropie ont été examinés. De plus, la distribution de la température statique, les lignes de courant, la génération d'entropie, les contours du nombre de Bejan ont été présentés et discutés. L'impact du mur ondulé par rapport au mur droit est également analysé. Les résultats proposés par les chercheurs peuvent être utiles pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur conventionnels.

V.IV.2. DESCRIPTION DE LA GÉOMÉTRIE

Sur la base d'études antérieures [203-204], les parois ondulées sinusoïdales provoquent un transfert de chaleur plus élevé que d'autres formes d'ondulation de paroi telles que triangulaires et carrées. La géométrie choisie est un canal à paroi ondulée sinusoïdale avec une longueur totale L ($L = L_1 + L_2 + L_3$) et une hauteur H . Un diagramme schématique de la géométrie est représenté sur la Figure V.IV.1. Comme le montre sur la figure ci-dessous, le canal se compose de trois parties: la première partie est L_1 avec des parois droites et une condition adiabatique ($q'' = 0 \text{ W/m}^2$). La partie médiane L_2 est une paroi sinusoïdale sous le flux de chaleur constant ($q'' = 1000 \text{ W/m}^2$). La dernière partie est L_3 avec des parois lisses et une condition adiabatique ($q'' = 0$). La longueur des premières, du milieu et finale parties est $L_1 = 4H$, $L_2 = 6H$ et $L_3 = 8H$, respectivement. Où $H = 0,05 \text{ m}$. La partie ondulée a une amplitude d'onde (α) est considérée dans la plage de $0 \leq \alpha \leq 0,015$, et une longueur d'onde ($\lambda = 0,0375\text{m}$), le nombre de longueurs d'onde est supposé 4.25. Le nanofluide entre dans le canal à une vitesse constante U_i ($0.001\text{m/s} \leq U_i \leq 0.03\text{m/s}$) avec une température $T_i = 293 \text{ K}$.

Pour dessiner les courbes sinusoïdales qui forment les parois ondulées, nous utilisons les équations suivantes:

- Pour le mur supérieur:

$$Y = \frac{H}{2} + \alpha \sin\left(\frac{\pi x}{\lambda}\right) \quad (1)$$

- Pour le mur inférieur:

$$Y = -\frac{H}{2} - \alpha \sin\left(\frac{\pi x}{\lambda}\right) \quad (2)$$

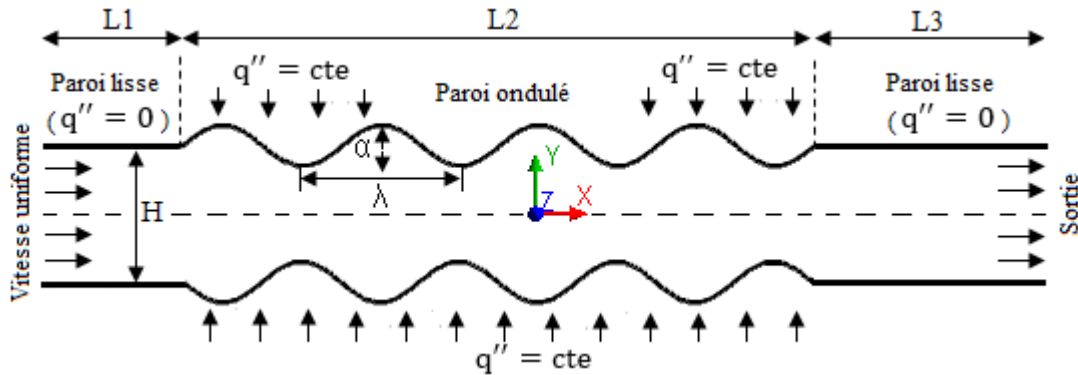


Figure V.IV.1. Représentation graphique du problème analysé

V.IV.3. SOLUTION NUMÉRIQUE

Les équations gouvernantes de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont discrétisées et résolues dans un domaine de calcul bidimensionnel à l'aide de la technique des volumes finis avec le logiciel ANSYS-Fluent 14.5 [197]. Pour discrétiser les termes convectifs, nous avons utilisé le schéma QUICK [207] précis au second ordre. L'algorithme SIMPLE [202] a été utilisé pour le couplage pression-vitesse afin de résoudre l'équation de correction de pression. Toutes les équations sont résolues par itération séquentielle pour produire une solution convergente. Les critères de convergence pour toutes les équations et les équations d'énergie sont fixés à 10^{-5} et 10^{-6} , respectivement. Concernant la partie instationnaire, l'intégration en temps a été réalisée par un schéma implicite du second ordre. Le pas de temps (Δt) a été fixé à 3.2×10^{-4} s, lors du calcul numérique. Le temps d'échantillonnage pour les statistiques temporelles est de 3,2 s (ou 10000 pas de temps). Aucun changement significatif n'a été observé pour les variables d'échantillonnage après 2,5 s, ce qui indique que la durée d'échantillonnage était suffisante. Dans la présente étude, le fluide de base et les nanoparticules utilisées sont listées dans le Tableau III.3. Pour la méthode monophasique et diphasique, les expressions mathématiques (3, 4, 5 et 16) et (31, 32, 33 et 34), respectivement, mentionnées au chapitre III, ont été utilisées pour calculer les propriétés thermophysiques du nanofluide utilisé.

V.IV.4. EFFET DU MAILLAGE

Dans cette analyse, la sensibilité de la solution d'écoulement de fluide a été examinée en optimisant la grille pour trouver la meilleure grille de calcul et en s'assurant que les résultats ne dépendent pas de la résolution de la grille. Les détails de l'illustration du maillage sur lequel s'appuie l'étude actuelle sont présentés à la Figure V.IV.2. L'évaluation de l'indépendance du maillage a été réalisée à l'aide d'un nanofluide TiO₂ – eau avec $Re = 100$ et $\varphi = 3\%$. Quatre (4) grilles séparées avec différents nombres d'éléments de 15 000, 30 000, 55 000 et 80 000 ont été sélectionnées, puis nous avons comparé le nombre de Nusselt local obtenu (Nu) le long du mur ondulé, comme illustré à la Figure V.IV.3. Nous pouvons voir que la différence entre Les courbes 3 et 4 n'ont pas d'importance, donc pour obtenir une bonne solution en considérant le temps de calcul, le maillage 3 de 55000 éléments a été choisi pour tous les cas que nous avons étudiés.

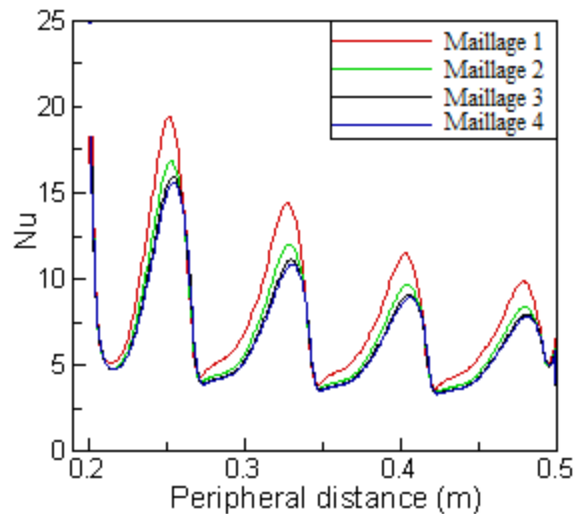
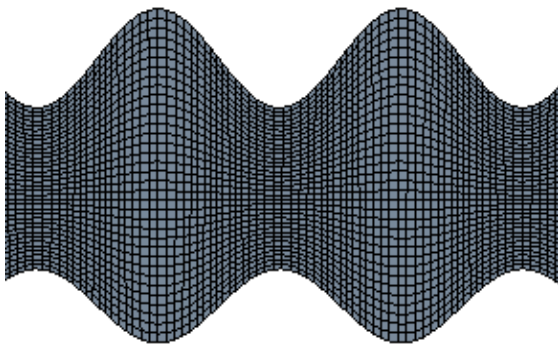


Figure V.IV.2. Configuration du maillage

Figure V.IV.3. Indépendance du maillage

V.IV.5. RÉSULTATS

V.IV.5.1. Validation

Le code numérique est vérifié à l'aide des informations trouvées dans la littérature. Pour la première validation, les résultats numériques de Paulraj et Sahu [38] sont utilisés, compte tenu des informations suivantes, le fluide de travail est le Al₂O₃/eau nanofluide, $Re = 300$, et $\varphi = 5\%$. La figure V.III.4a. Montre une comparaison du nombre de Nusselt local (Nu) le long du deuxième bloc avec les résultats numériques de Paulraj et Sahu [38]. Un bon accord a été atteint entre les résultats. En ce qui concerne la deuxième validation, nous comparons nos résultats avec les

résultats numériques [38], avec l'utilisation du TiO_2 /eau nanofluide comme fluide de travail, les rapports de rayon (RR) égaux à 0.2, $\varphi = 2\%$ et 4% à différents Re. Figure V.IV.4b. Montre un bon accord avec les résultats de Siavashi et Jamali [66] en comparant les $\overline{\text{Nu}}$. Après cette comparaison, nous pouvons être confiants dans les résultats présentés dans cette recherche.

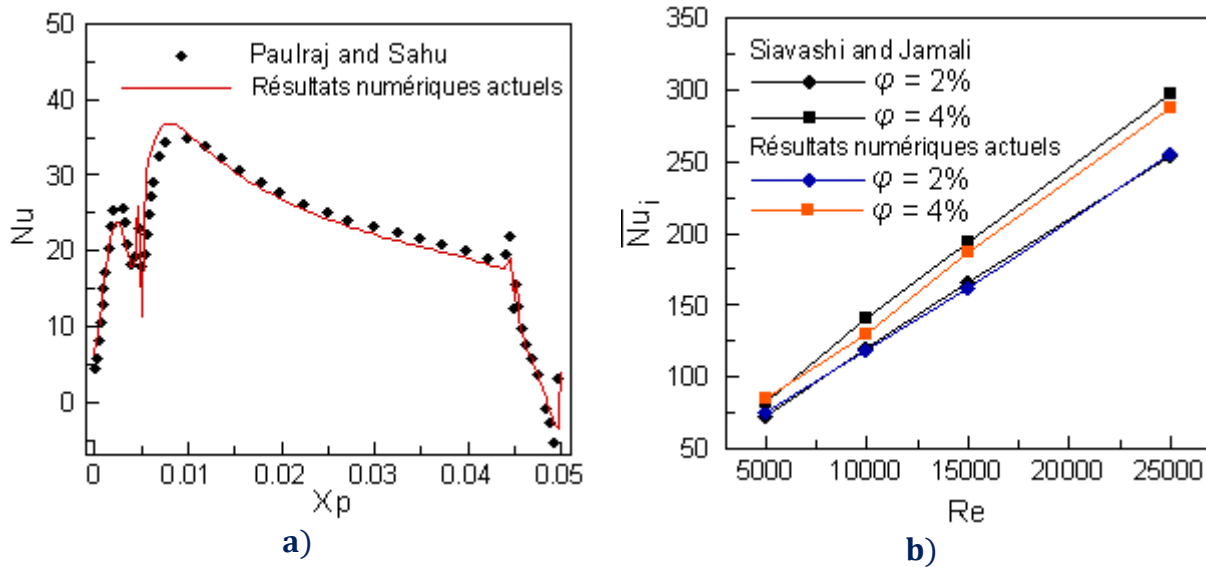


Figure V.IV.4. Validation du présent travail avec des résultats numériques

V.IV.5.2. Effet de la vitesse de glissement

Figure V.IV.5. Représente une comparaison de $\overline{\text{Nu}}$ pour $\varphi = 5\%$ en termes de valeurs de Re entre le modèle monophasique et le modèle diphasique. Les résultats ont démontré que les augmentations de Re peuvent améliorer considérablement $\overline{\text{Nu}}$ en utilisant les deux modèles en raison de l'augmentation de la force et de la longueur des structures de vortex. Dans le modèle monophasique, la vitesse de dérive entre les particules et le fluide de base est négligeable et en équilibre thermique. Au contraire, la vitesse de dérive et l'interaction thermique entre le fluide de base et les particules sont considérées dans le modèle de mélange biphasique. Pour cela, les valeurs de Nu diffèrent entre les deux modèles, et dans le modèle à mélange diphasique elles sont plus élevées que dans le modèle monophasé. Selon ce qui est disponible dans la littérature [205-206], le modèle de mélange fournit des résultats plus fiables que le modèle monophasique et prédit un traitement plus précis du mélange diphasique. Cette méthode est appliquée aux résultats décrits dans la suite de l'article.

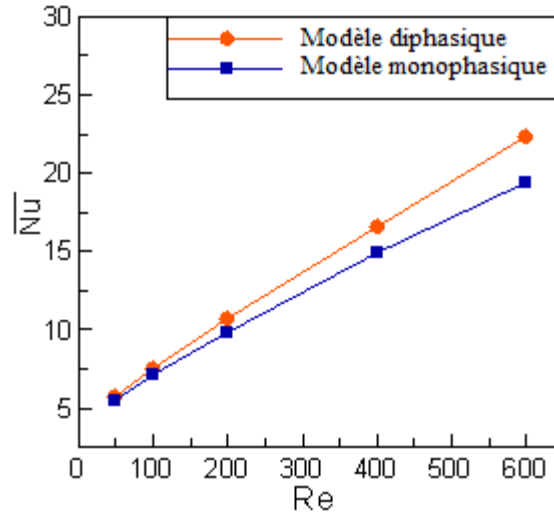


Figure V.IV.5. Comparaison entre les valeurs du \overline{Nu} en termes de Re pour le modèle monophasique et le modèle diphasique

V.IV.5.3. Champ dynamique et thermique

Figure V.IV.6. Représente l'influence de Re ($Re = 50, 100, 200, 400$ et 600) sur la distribution de température pour $\varphi = 3\%$ et $\alpha = 0,01$. On peut noter que les isothermes occupent une part importante entre les ondes à petit Re du fait de la quantité de mouvement du fluide insuffisante pour réduire la couche limite thermique. Au fur et à mesure que Re augmente, nous trouvons le contraire; ceci conduit à une augmentation des gradients de température et de vitesse. On peut donc conclure que le taux de transfert de chaleur s'améliore avec l'augmentation de Re .

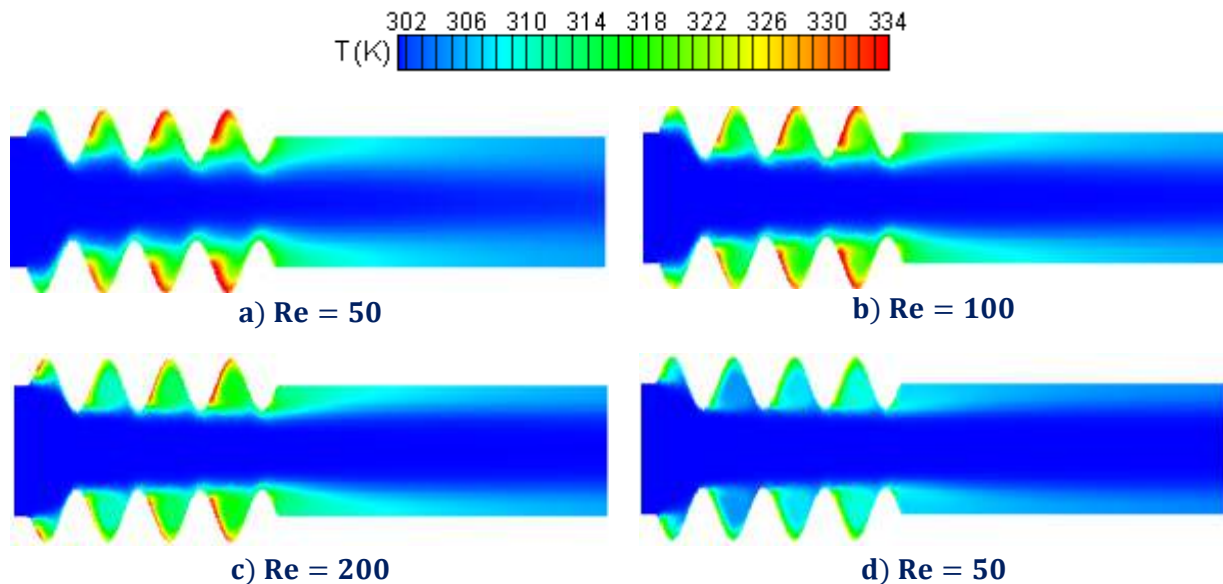


Figure V.IV.6. Effet de Re sur les contours isothermes

La Figure V.IV.7. montre les contours des lignes de courant du eau / TiO₂ nanofluide à $\varphi = 3\%$ et $\alpha = 0,01$ pour divers Re (Re = 50, 100, 200, 400 et 600). Les résultats indiquent que la vitesse du nanofluide à l'intérieur du canal ondulé augmente dans les régions convergentes et diminue dans les zones divergentes. En conséquence, nous pouvons voir que la force et la longueur des zones de recirculation formées entre les vagues (régions divergentes) sont croissantes avec Re.

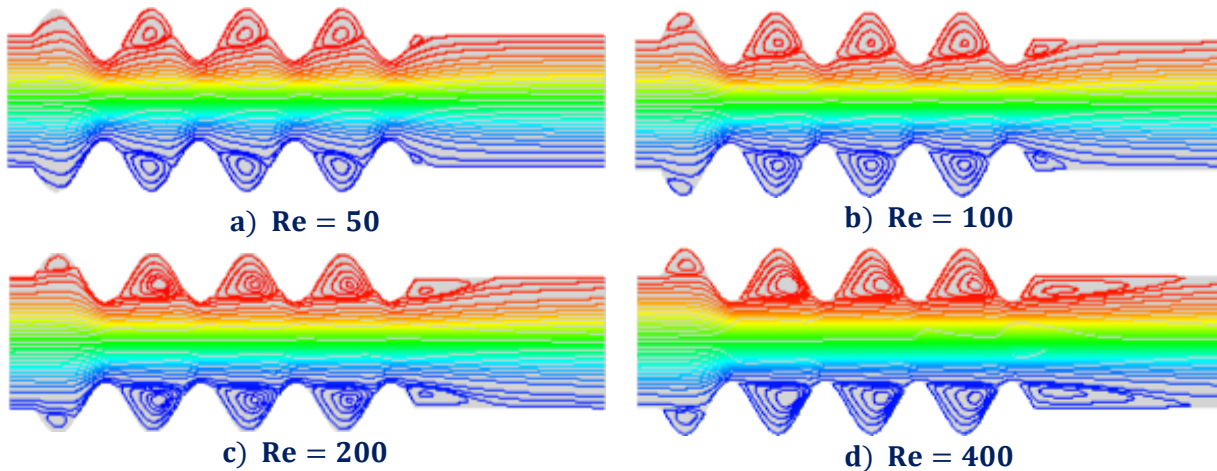
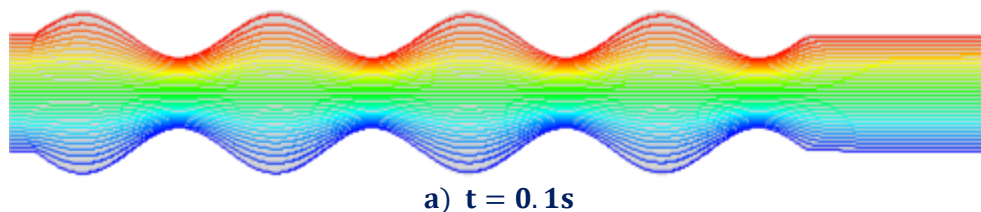


Figure V.IV.7. Contours des lignes de courant à différents Re

Pour obtenir des résultats plus objectifs sur le comportement d'écoulement des nanofluides, nous avons réalisé un modèle instationnaire pour suivre la formation de structures tourbillonnaires avec le temps à l'intérieur d'un canal ondulé. Figure V.III.8. représente l'évolution des lignes de courant de l'entrée du canal ondulé à la sortie du domaine de calcul à différents temps d'échantillonnage ou pas de temps avec Re = 400 et $\varphi = 4\%$. À $t = 0,1$ s, nous notons que les tourbillons en divergence régions ne se sont pas encore formés, après ce temps on remarque le début de la formation de petites zones de recirculation à l'entrée des zones de divergence. Ces tourbillons se développent progressivement au fil du temps, entraînant une augmentation de leur taille et de leur force.



a) t = 0.1 s

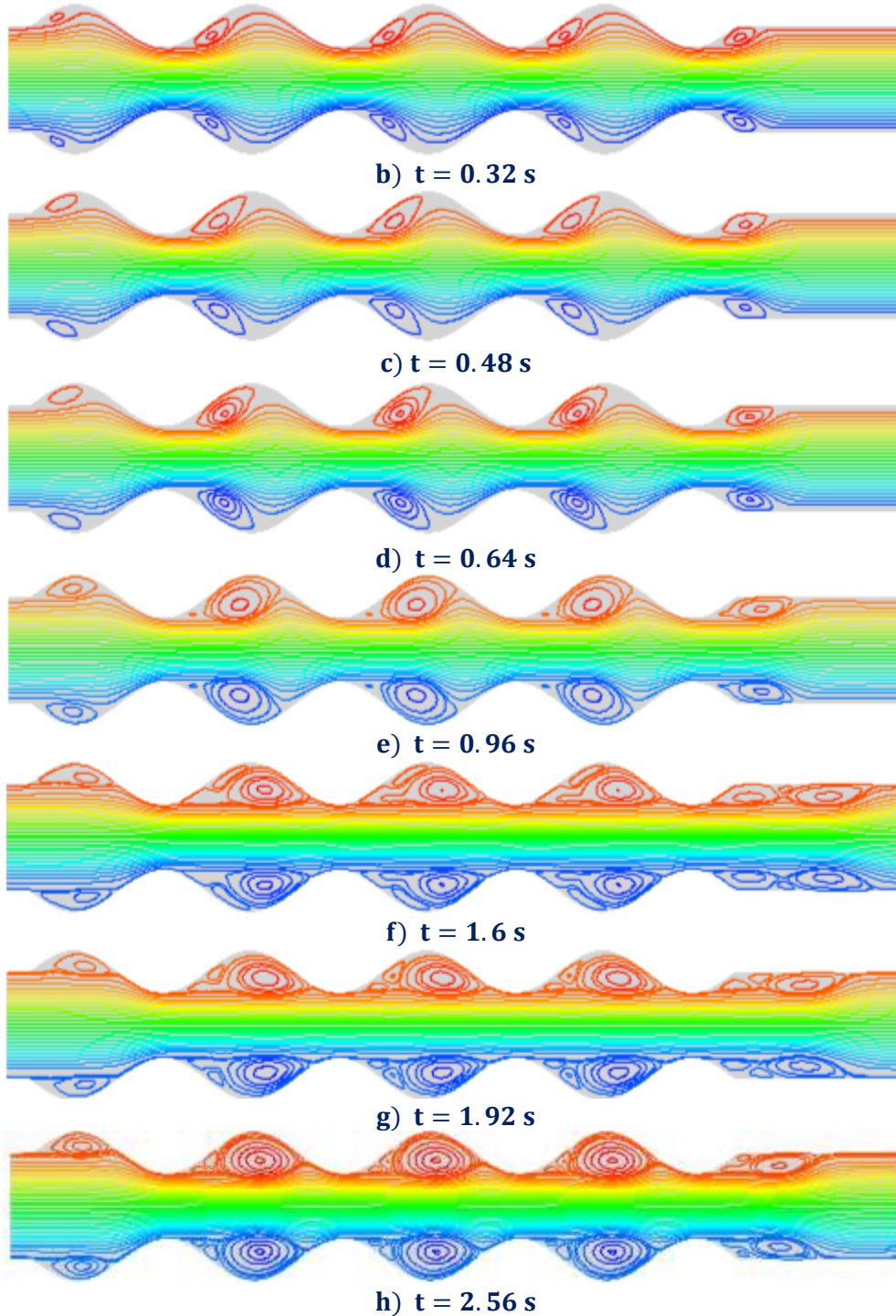


Figure V.IV.8. Contours des lignes de courant à différents instants

V.IV.5.4. Nombre de Nusselt

Figure V.IV.9. Montre la variation du nombre de Nusselt local (Nu) le long de la paroi

ondulée à différents Re avec $\varphi = 3\%$ et $\alpha = 0,01$. Les résultats ont indiqué que les valeurs du Nu sont plus élevées au début du mur ondulé avec toutes les valeurs de Re , puis commencent à diminuer jusqu'à la fin du canal. Aussi, on peut observer que Nu augmente lorsque les valeurs de Re augmentent. Comme on le sait, augmenter Re conduit à augmenter la quantité de mouvement du fluide, cela contribue grandement à augmenter la longueur et la force des zones de recirculation formées dans les régions divergentes le long de la paroi ondulée (comme nous l'avons vu sur la Figure V.IV.7.), ce qui contribue à réduire l'épaisseur de la couche limite thermique. Il en résulte une augmentation des gradients de température et de vitesse, donc le taux de transfert de chaleur est amélioré.

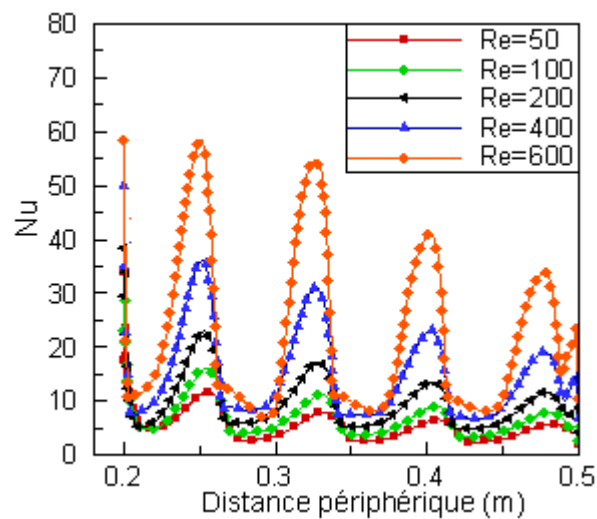


Figure V.IV.9. Variation de Nu le long de la paroi ondulée à différents Re

Figure V.IV.10. Montre l'effet de φ sur le nombre de Nusselt le long de la paroi ondulée lorsque nous avons effectué les calculs à différents Re et $\alpha = 0,01$. D'après les résultats obtenus, on peut observer que tous les nanofluides ont des \overline{Nu} supérieurs à ceux de l'eau pure ($\varphi = 0$), car l'augmentation de φ améliore les propriétés thermophysiques (la conductivité thermique et la viscosité) du fluide. Les résultats indiquent également que l'augmentation de Re des nanofluides contribue à l'augmentation de \overline{Nu} . L'impact de l'augmentation de φ sur \overline{Nu} apparaît meilleur avec l'augmentation de Re . Par exemple, lorsque $\varphi = 5\%$, le taux de transfert de chaleur s'améliore de 19 % à $Re = 600$ par rapport à $Re = 50$, le taux de transfert de chaleur augmente de 11 %.

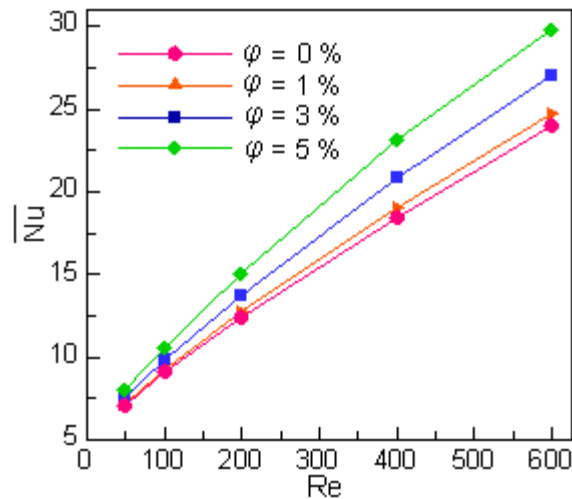


Figure V.IV.10. Effet de φ sur \overline{Nu} le long de la paroi ondulée à différents Re

V.IV.5.5. Coefficient de frottement

Figure V.IV.11. Montre la variation du coefficient de frottement local (C_f) le long de la paroi ondulée à différents Re avec $\varphi = 3\%$ et $\alpha = 0.01$. Résultats ont démontré que C_f diminue lorsque Re augmente, car l'augmentation de Re contribue grandement à augmenter la longueur et la force des zones de recirculation formées dans les zones divergentes le long de la paroi ondulée (comme nous l'avons vu sur la Figure V.III.7.), ce qui aide à réduire l'épaisseur de la couche limite, donc les valeurs de C_f sont décroissantes.

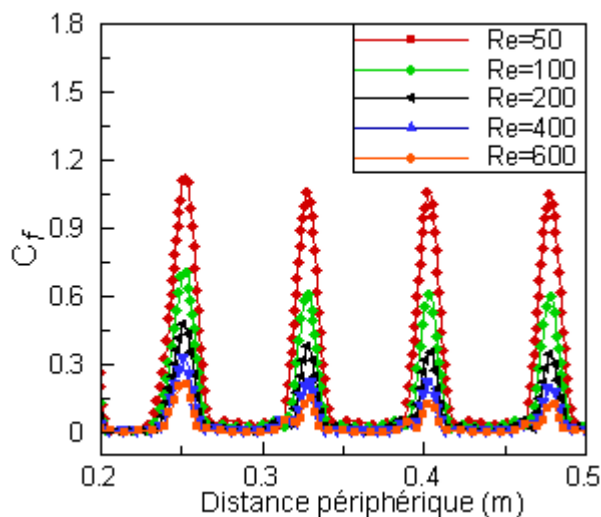


Figure V.IV.11. Variation de C_f le long de la paroi ondulée à différents Re

V.IV.5.6. Effet de la paroi ondulée

Figure V.IV.12. Affiche l'amplitude de l'impact de la paroi ondulée sur \overline{Nu} contraste avec la paroi droite à $Re = 200$ et $\varphi = 0.03$. On constate que \overline{Nu} s'améliore avec l'augmentation de α et les valeurs obtenues avec une paroi ondulée sont supérieures à celles obtenues avec une paroi plane. La paroi ondulée par rapport à la paroi droite permet de former des zones de recirculation dans les zones convergentes; cela augmente l'interaction entre le TiO_2 – eau nanofluide et la paroi chaude du canal et élimine plus efficacement les couches limites. Il en résulte une amélioration des valeurs de \overline{Nu} . Nous pouvons conclure que le taux de transfert de chaleur dans un mur ondulé est supérieur à celui d'un mur plat et augmente avec l'augmentation de α . Par exemple, lorsque $\varphi = 5\%$ et $\alpha = 0.015$, le taux de transfert de chaleur s'améliore de 20 %.

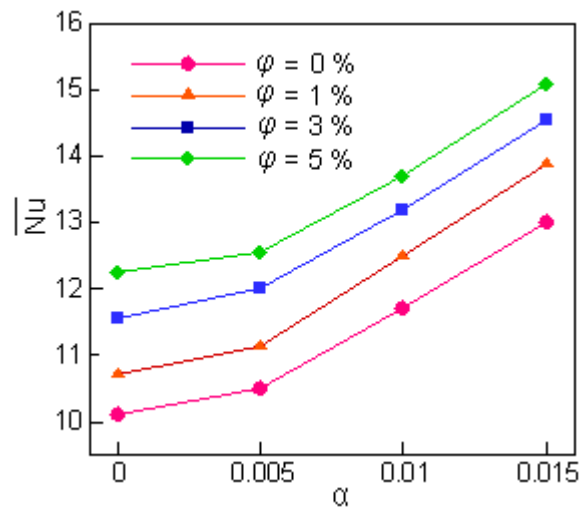


Figure V.IV.12. Variation de \overline{Nu} le long de la paroi ondulée à différents φ

Figure V.IV.13. Représentent la variation de $\overline{C_f}$ en fonction de α à différents φ avec $Re = 200$. La découverte a démontré que les valeurs de $\overline{C_f}$ augmentent avec φ et cette augmentation est due à la contrainte de cisaillement qui diminue avec l'augmentation des valeurs de φ , car les propriétés des nanofluides telles que la densité et la viscosité sont améliorées en augmentant φ , comme un exemple pour $\varphi = 5\%$, $\overline{C_f}$ augmente de 30% par rapport au fluide de base. On peut également noter que $\overline{C_f}$ augmente avec l'augmentation de α . Par exemple, au mur ondulé avec $\alpha = 0.015$, $\overline{C_f}$ augmente deux (2) fois par rapport au mur droit, car l'augmentation de α entraîne une obstruction de mouvement du nanofluide dans les zones divergentes, ce qui augmente les valeurs de $\overline{C_f}$ et conduit ainsi à l'augmentation de la puissance de pompage à l'entrée du canal. Pour le

canal à parois droites, nous avons observé que les valeurs de $\overline{C_f}$ sont petites par rapport aux canaux ondulés, car le fluide se déplace facilement et confortablement.

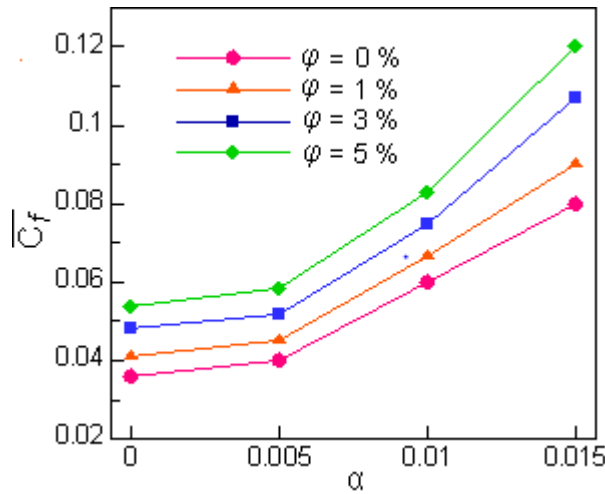


Figure V. IV.13. Variation de $\overline{C_f}$ en fonction de α à différents φ

V.IV.5.7. Performance du système

L'efficacité de l'ajout de nanoparticules au fluide de base peut être évaluée sur la base des première et deuxième lois thermodynamiques en définissant des critères d'évaluation de performance (PEC). L'amélioration du transfert de chaleur la plus élevée avec une génération d'entropie relative minimale montre la meilleure efficacité obtenue grâce à l'ajout de nanoparticules. Par conséquent, la PEC est déterminée à estimer les performances des différents cas comme suit :

$$PEC = \frac{\overline{Nu}_{nf} / \overline{Nu}_f}{\dot{S}_{g,nf} / \dot{S}_{g,f}} \quad (3)$$

Où \overline{Nu}_{nf} et \overline{Nu}_f sont le nombre moyen de Nusselt pour les nanofluides et le fluide de base, respectivement. Pour $\dot{S}_{g,tnf}$ et $\dot{S}_{g,tf}$, il s'agit de la génération totale d'entropie pour les nanofluides et le fluide de base, respectivement. Ainsi, le PEC est un critère qui peut être utilisé pour estimer l'efficacité énergétique totale des nanofluides. Pour prouver l'effet de l'ajout de nanoparticules au fluide de base sur l'amélioration du taux de transfert de chaleur à différents nombres de Reynolds. Figure V.IV.14. Présente le PEC en termes de Reynolds à différents φ . Les résultats indiquent que pour atteindre les meilleures performances du système (PEC), nous devons augmenter Re et φ .

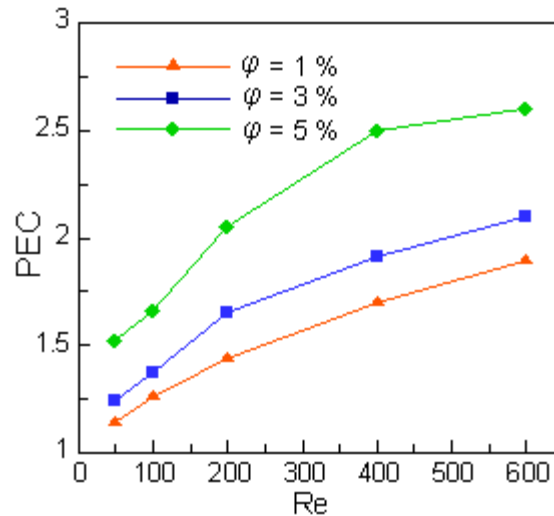
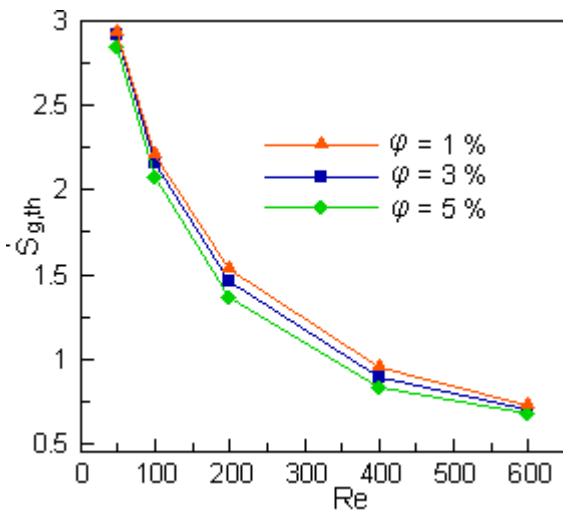


Figure V.IV.14. Évaluation des performances à différents φ en termes de Re

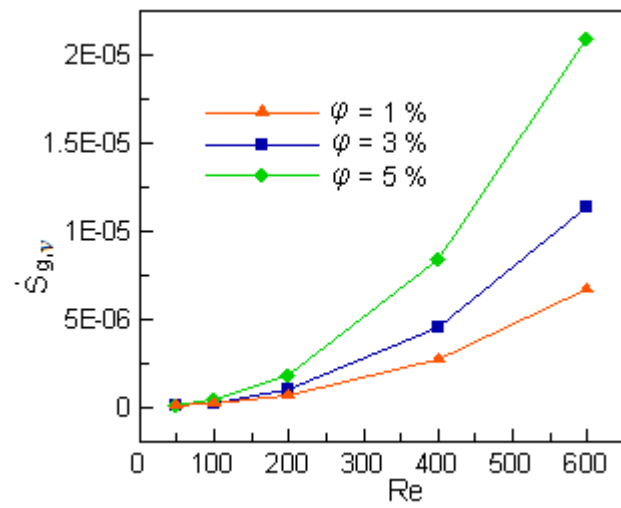
V.IV.5.8. Analyse de génération d'entropie

Figure V.IV.15a. Montre les changements de l'irrégularité globale du transfert de chaleur ($\dot{S}_{g,th}$) avec Re à différents φ. Les résultats indiquent qu'aux nombres de Reynolds de 50 et 600, l'augmentation de φ entraîne une diminution de l'irrégularité globale du transfert de chaleur. Selon l'équation de définition de l'entropie, l'irrégularité du transfert de chaleur est fonction de la conductivité thermique de nanofluids, de la température moyenne et du gradient de température. À un nombre de Reynolds fixe, l'augmentation de la conductivité thermique (Grâce à l'augmentation de φ) entraîne l'augmentation du taux de transfert de chaleur, donc l'augmentation de la température moyenne du nanofluids; par conséquent, l'irrégularité du transfert de chaleur est réduite. De plus, l'augmentation de la conductivité thermique conduit à une distribution plus uniforme de la température du nanofluids et à la réduction du gradient de température et, par conséquent, à la réduction de l'irrégularité du transfert de chaleur. À un φ fixe, les résultats montrent que l'augmentation de Re conduit à la réduction de la température moyenne de nanofluids ce qui diminue l'irrégularité due au transfert de chaleur. La Figure V.IV.15b. montre les changements de l'irrégularité globale du frottement ($\dot{S}_{g,v}$) d'écoulement avec le nombre de Reynolds (Re) à différents φ. On observe que l'irrégularité du frottement de l'écoulement augmente en augmentant les deux paramètres (c'est-à-dire φ et Re). Selon les équations de définition de l'entropie, l'irrégularité du frottement de l'écoulement est fonction de la viscosité, de la température moyenne et du gradient de vitesse du fluide de travail. À Re constant,

l'augmentation de φ entraîne l'amélioration de la viscosité, du gradient de vitesse et de la température moyenne de nanofluids; les premier et deuxième facteurs augmentent, et le troisième facteur réduit l'irréversibilité du frottement de l'écoulement. De plus, la Figure V.IV.15b. montre que l'augmentation de la viscosité et du gradient de vitesse du nanofluids a un impact plus important sur l'irréversibilité du frottement d'écoulement que l'augmentation de la température moyenne du nanofluids. Par conséquent, l'irréversibilité du frottement d'écoulement augmente avec l'augmentation de φ . De même, à un φ fixe, l'augmentation de Re conduit à la réduction de la température moyenne du nanofluids et à l'augmentation du gradient de vitesse, ce qui entraîne l'augmentation de l'irréversibilité du frottement d'écoulement. D'autre part il faut noter que dans tous les cas considérés, les irréversibilités de transfert de chaleur sont beaucoup plus importantes que les irréversibilités de frottement d'écoulement. Par conséquent, le modèle de variation de l'irréversibilité globale ($\dot{S}_{g,t}$) est similaire à celui de l'irréversibilité de transfert de chaleur et cela est illustré sur la Figure V.IV.15c. En regardant la définition de Be, nous pouvons expliquer les changements du nombre de Bejan, illustrés à la Figure V.IV.15d. En disant que l'irréversibilité globale du transfert de chaleur domine l'irréversibilité globale du frottement.



a)



b)

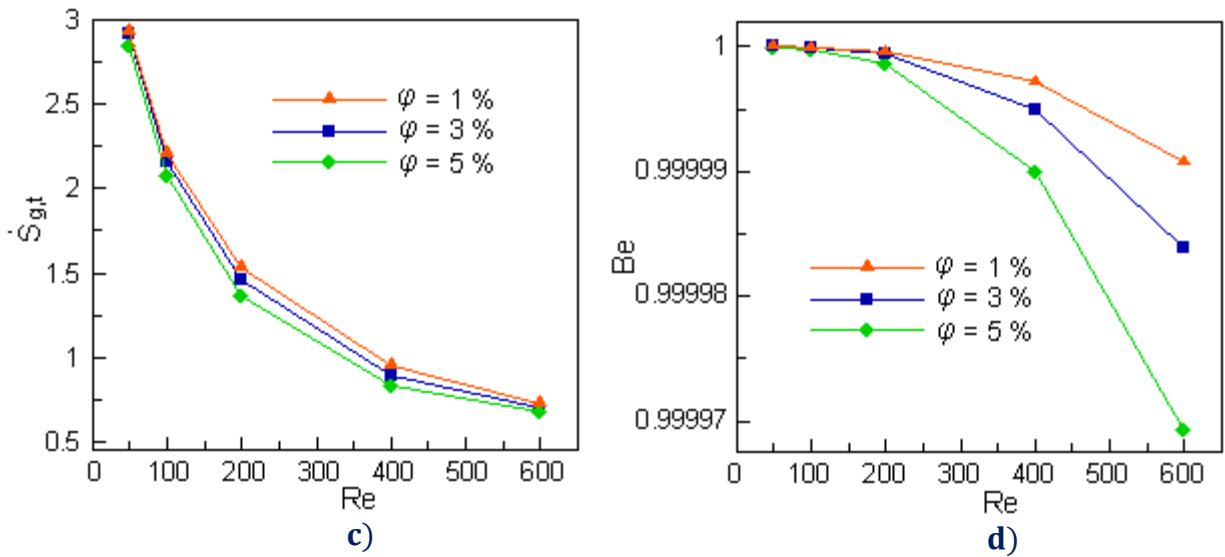


Figure V.IV.15. Effet de φ sur a) $\dot{S}_{g,th}$, b) $\dot{S}_{g,v}$, c) $\dot{S}_{g,t}$ et d) Be à différents Re

Figure V.IV.16. Montre les contours de variation de l'irrégularité globale ($\dot{S}_{g,t}$) pour $\varphi = 3\%$ et $\alpha = 0.01$ à différents nombres de Re . Tout d'abord, on peut voir qu'il y a une symétrie dans les contours d'irrégularité par rapport à l'axe central du canal. De plus, on remarque que le maximum de $\dot{S}_{g,t}$ est concentré près de la paroi ondulée, s'éloignant de la paroi vers l'axe du canal ondulé, $\dot{S}_{g,t}$ diminue en raison d'une réduction des gradients de vitesse et de température. Nous observons également que $\dot{S}_{g,t}$ diminue avec l'augmentation de Re , ce qui confirme les résultats obtenus ci-dessus (voir Figure V.IV.15.).

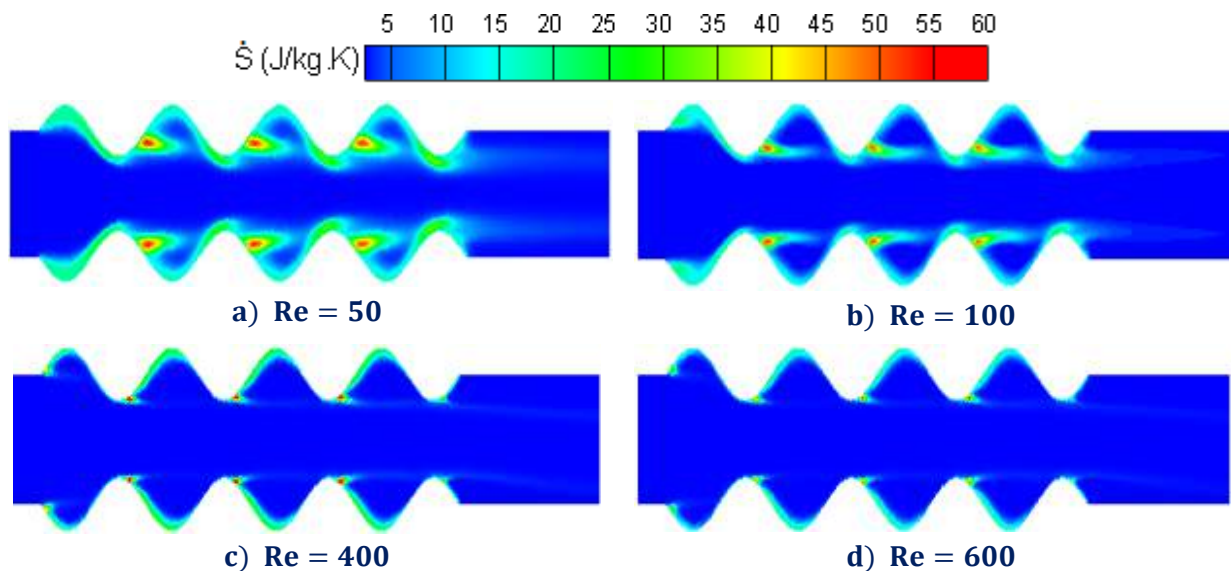


Figure V.IV.16. Contours de $\dot{S}_{g,t}$ à différents Re

Figure V.IV.17. illustre les contours du nombre de Bejan (Be) à différents Re avec $\alpha = 0.01$ et $\varphi = 3\%$. Les résultats révèlent que la production d'entropie thermique est la partie principale de la production totale d'entropie près de la paroi, et dans tout le canal à un petit nombre de Reynolds ($Re = 50$). Avec l'augmentation de nombre de Reynolds (jusqu'à $Re = 600$), nous pouvons voir que les valeurs de Be sont progressivement diminuées depuis les parois du canal jusqu'au milieu du canal, cela signifie qu'en s'éloignant des parois vers le centre de l'écoulement, la production d'entropie thermique diminue, et par conséquent, la production d'entropie par friction devient un terme significatif.

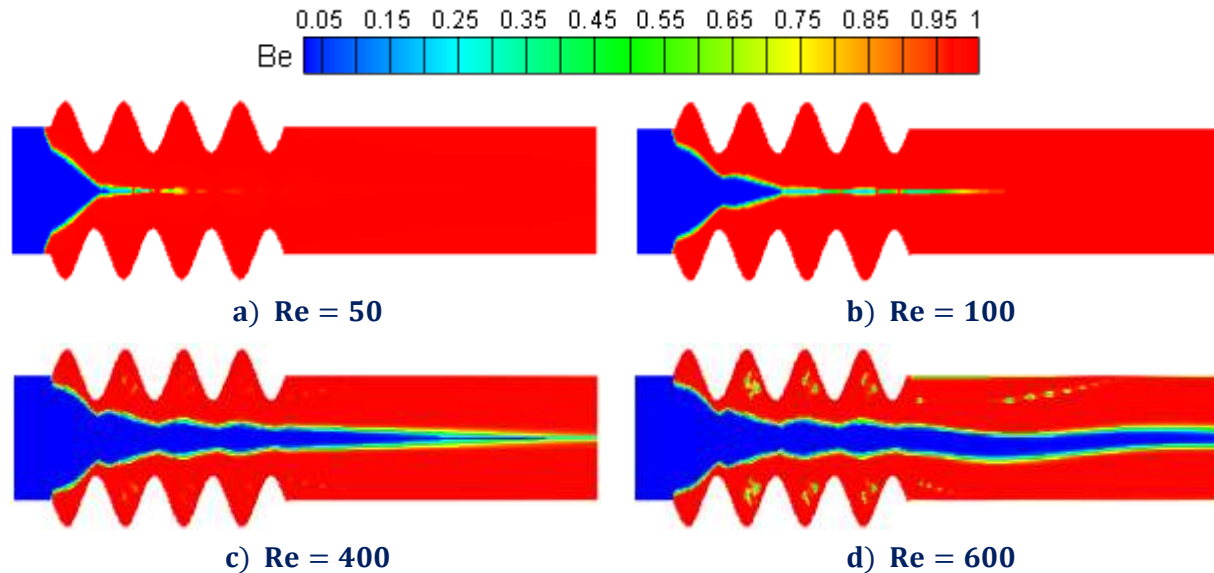


Figure V.IV.17. Contours du nombre de Bejan à différents Re

V.IV.6. CONCLUSION

L'étude numérique révèle l'influence de plusieurs paramètres sur l'écoulement et le transfert de chaleur de TiO_2 – eau nanofluide à l'aide de modèles de mélange diphasique. Les conclusions les plus importantes sont:

- ✚ Le modèle de mélange donne des valeurs de \overline{Nu} plus élevées que le modèle monophasé.
- ✚ L'augmentation de α , Re et φ améliore le taux de transfert de chaleur.
- ✚ Amélioration des performances du système (PEC) lors de l'augmentation de Re et φ .
- ✚ L'amélioration thermique peut atteindre 22 % dans le canal ondulé en utilisant $\varphi = 5\%$ de nanofluide TiO_2 -eau par rapport à l'eau pure.
- ✚ Le taux de transfert de chaleur est amélioré de 20 % lors de l'utilisation de la paroi ondulée avec $\alpha = 0,015$ par rapport à une paroi droite.

- ✚ Pour $\varphi = 5\%$ et $\alpha = 0,015$, \overline{Cf} augmente deux fois par rapport à la paroi droite et augmente de 37% par rapport au fluide de base (φ).
- ✚ Le PEC avec $Re = 600$ et $\varphi = 5\%$ augmenté de 60 % par rapport à l'eau pure.
- ✚ L'augmentation des valeurs de Re et φ entraîne respectivement une augmentation et une diminution de $\dot{S}_{g,v}$ et $\dot{S}_{g,th}$.
- ✚ $\dot{S}_{g,t}$ diminue avec l'augmentation de φ et Re .
- ✚ Be est approximativement égal à 1 dans tous les cas à cause de la dominance de $\dot{S}_{g,th}$.



Partie IV

**Études numériques du transfert de chaleur
autour d'un bloc chaud soumis à un écoulement
croisé et à un trou de jet étendu à l'aide de
nanofluides hybrides ternaires**



V.V.1. OBJECTIF

Au cours des dernières années, les technologies modernes de transfert de chaleur se sont considérablement améliorées pour fournir des systèmes plus efficaces dans les industries électroniques et mécaniques. L'une de ces technologies est le refroidissement des composants électroniques avec des jets à impact laminaire à l'aide des nanofluides comme fluide de travail. La recherche actuelle vise à analyser le transfert de chaleur et le mouvement des fluides sur un cube chaud situé au centre d'une surface inférieure soumise à un écoulement horizontal et à un jet d'impact à l'aide d'un nanofluide hybride ternaire composé de de nanoparticules suivantes: sphérique (Al_2O_3), cylindrique (Cu) et plaque (Ag). Dans toutes les analyses réalisées, nous avons considéré que la fraction volumique totale des nanoparticules (φ_{hnf}) était constituée de $50\% \varphi_{hnf}$ Al_2O_3 de forme sphérique, $25\% \varphi_{hnf}$ Cu de forme cylindrique et $25\% \varphi_{hnf}$ Ag de forme plaque. Les effets de plusieurs variables telles que le rapport du nombre de Reynolds ($0 \leq \alpha = \text{Re}_j / \text{Re}_c \leq 2$), avec différents Re_c ($600 \leq \text{Re}_c \leq 1100$), la fraction volumique des nanoparticules ($0\% \leq \varphi_{hnf} \leq 8\%$), la longueur du trou de jet étend ($0 \leq E \leq 4$) et l'influence de l'angle d'inclinaison de l'entrée du jet impactant ($-40^\circ \leq \beta \leq +10^\circ$) sur l'écoulement de fluide et transfert de chaleur ont été examinés. L'utilisation de nanofluidehybrides

V.V.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME

Le domaine de calcul choisi dans la présente étude est un canal tridimensionnel horizontal avec un cube chaud situé au centre de la surface inférieure, comme le montre la Figure V.V.1. Les nanofluides hybrides qui traversent ce canal comprennent deux sections: un liquide horizontal avec une faible vitesse U_i ($0.015 \text{ m/s} \leq U_i \leq 0.028$), et un jet impactant avec une grande vitesse V_j ($0.03 \text{ m/s} \leq V_j \leq 0.22 \text{ m/s}$), avec une température constant $T_{in} = 303 \text{ K}$. Dans la partie où nous avons étudié l'effet de l'angle d'inclinaison de l'entrée du jet, la vitesse devient définie comme suit: $U = \pm V_j \sin(\beta)$, $V = V_j \cos(\beta)$ et $W = 0$ avec $-40^\circ \leq \beta \leq +10^\circ$. Où β représente l'angle d'inclinaison de l'entrée du jet impactant. Les signes - et + représentent la direction du jet impactant vers l'entrée et la sortie du domaine de calcul, respectivement. Le jet impactant entre par une buse ronde placée au centre de la surface supérieure. Au cours de cette étude, nous supposons que le composant électronique est isotherme avec une température de $T_h = 343 \text{ K}$. Cette configuration est presque similaire à celle analysée expérimentalement par Rundström et Moshfegh [203] et

Masip et al. [72]. La chose supplémentaire est que nous avons utilisé un jet d'impact allongé avec une épaisseur spécifique et vide de l'intérieur (nous l'avons appelé le trou de jet étendu), son but est d'empêcher l'effet de l'écoulement du canal horizontal sur l'écoulement vertical (jet impactant). Nous cherchons à travers l'application de cette géométrie à améliorer le taux de transfert de chaleur autour du composant électronique. Les caractéristiques géométriques du domaine de calcul actuel sont: $D_j = 0.01\text{m}$, $L = 0.015\text{m}$, $t = \frac{D_j}{10}$, $E = \frac{M}{3t}$, $H = 2L$ et $S_x = S_z = 4L$. Où D_j , L , t , H , S_x et S_z sont le diamètre du jet impactant, hauteur du bloc, épaisseur de la couche époxy, le trou de jet étendu (sans dimension), hauteur du domaine de calcul, longueur du domaine de calcul et largeur du domaine de calcul, respectivement.

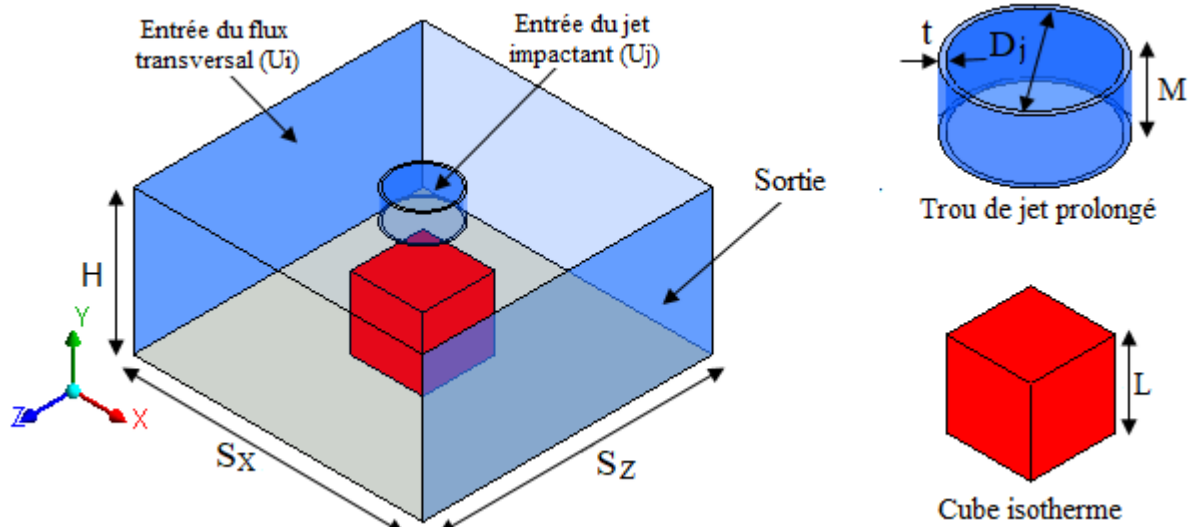


Figure V.V.1. Représentation graphique du problème

Sur la base des études précédentes [57,58,208], les nanoparticules sous les formes plaques et cylindriques provoquent un transfert de chaleur plus élevé par rapport à d'autres nanoparticules telles que les briques, lames et sphériques. Ainsi, pour améliorer le transfert de chaleur, nous avons combiné des nanoparticules qui offrent des taux de transfert de chaleur plus élevés (plaquettaires et cylindriques) avec une nanoparticule qui offre un taux de transfert de chaleur plus faible (sphérique). Pour choisir les types de nanoparticules utilisées dans cette analyse, nous nous sommes basés sur des études antérieures [209-210]. Les chercheurs ont découvert que les nanoparticules métalliques telles que Cu et Ag donnent un transfert de chaleur plus élevé que les nanoparticules d'oxyde métallique telles que Al_2O_3 , TiO_2 et SiO_2 . Dans l'analyse actuelle, les



Figure V.V.2. Les formes des nanoparticules qui ont été combinées dans cette étude nanoparticules dispersées dans le liquide de base (eau) sont Al_2O_3 , Cu et Ag avec les formes sphérique, cylindrique et plaque (comme le montre la Figure V.V.2.), respectivement.

V.V.3. SOLUTION NUMÉRIQUE

Dans ce travail, le programme Ansys-Fluent 14.5 [197] a été utilisé pour simuler l'écoulement laminaire et le transfert de chaleur à l'intérieur d'un canal avec un cube chaud affecté par un jet impactant et un écoulement horizontal. Pour discrétiser les termes convectifs, le schéma UPWIND [201] du second ordre a été employé. Pour le couplage pression-vitesse, l'algorithme SIMPLE [202] a été utilisé. La sensibilité de la solution d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur a été examinée en optimisant (raffinant) la grille pour trouver la meilleure grille de calcul et pour s'assurer que les résultats obtenus ne dépendent pas de la résolution du maillage. Toutes les équations sont résolues par itération séquentielle pour produire une solution convergente. Les critères de convergence pour toutes les équations et les équations d'énergie sont fixés à 10^{-5} et 10^{-6} , respectivement. Les détails de l'illustration du maillage sont présentés à la Figure V.V.3.

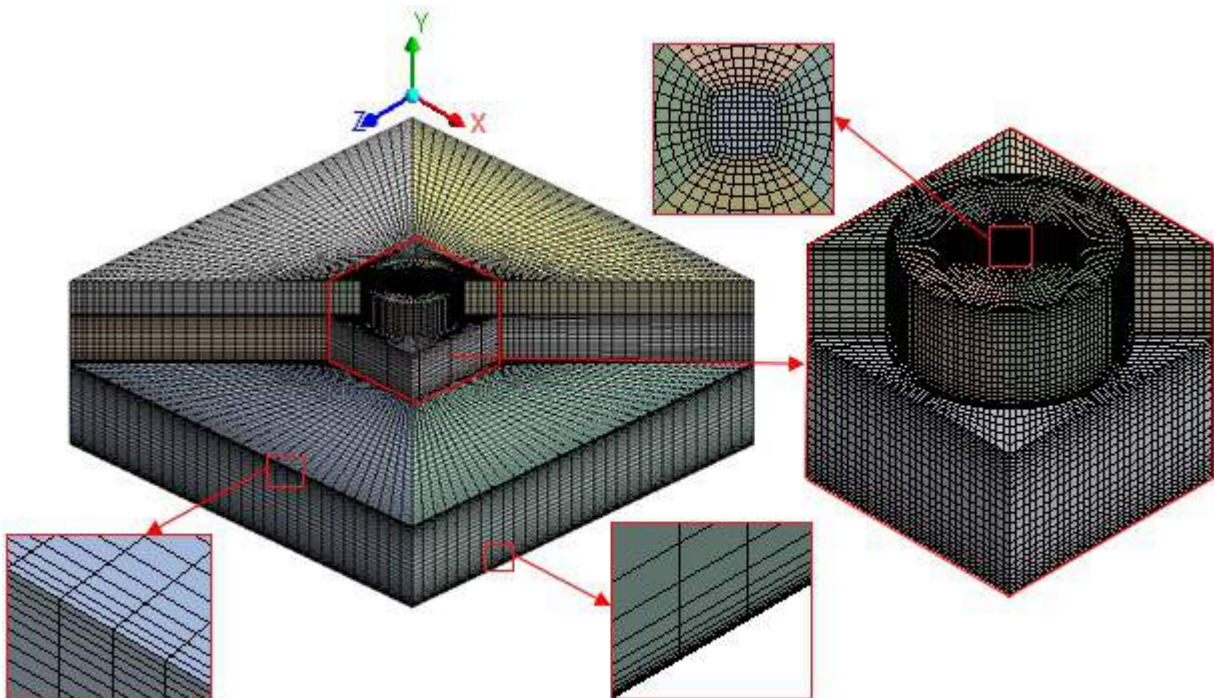


Figure V.V.3. Détails sur le maillage adopté

Dans cette étude, les propriétés du fluide de base et des nanoparticules utilisées sont listées dans le Tableau III.3. Pour calculer les propriétés thermophysiques du nanofluide, les formules (5, 17, 19, 20, 26, 27, 28, 29, et 30), mentionnées au chapitre III, ont été utilisées.

V.V.4. EFFET DU MAILLAGE

Dans la simulation numérique, une structure du maillage est très nécessaire pour la précision des résultats et l'efficacité de la simulation. Par conséquent, une structure à haute densité est requise dans la zone du jet et sur les faces du cube, où les fluctuations de vitesse et de température sont importantes. Nous avons augmenté la densité du maillage près des parois du cube chaud et calculé l'erreur absolue à différents numéros de grille le long des faces du cube jusqu'à ce que nous atteignons une différence dans les résultats obtenus qui ne dépasse pas 1 %, comme indiqué dans le Tableau V.V.1. L'évaluation de l'indépendance du réseau a été réalisée pour: $Re_C = 1100$, $Re_j = 2200$, $(\alpha = 2)$, $\phi_{hnf} = 4 \%$, $T_{in} = 303K$ et $E = 2$. Cinq grilles distinctes avec différents numéros d'éléments de 300 000, 400 000, 500 000, 650 000 et 750 000 ont été sélectionnées.

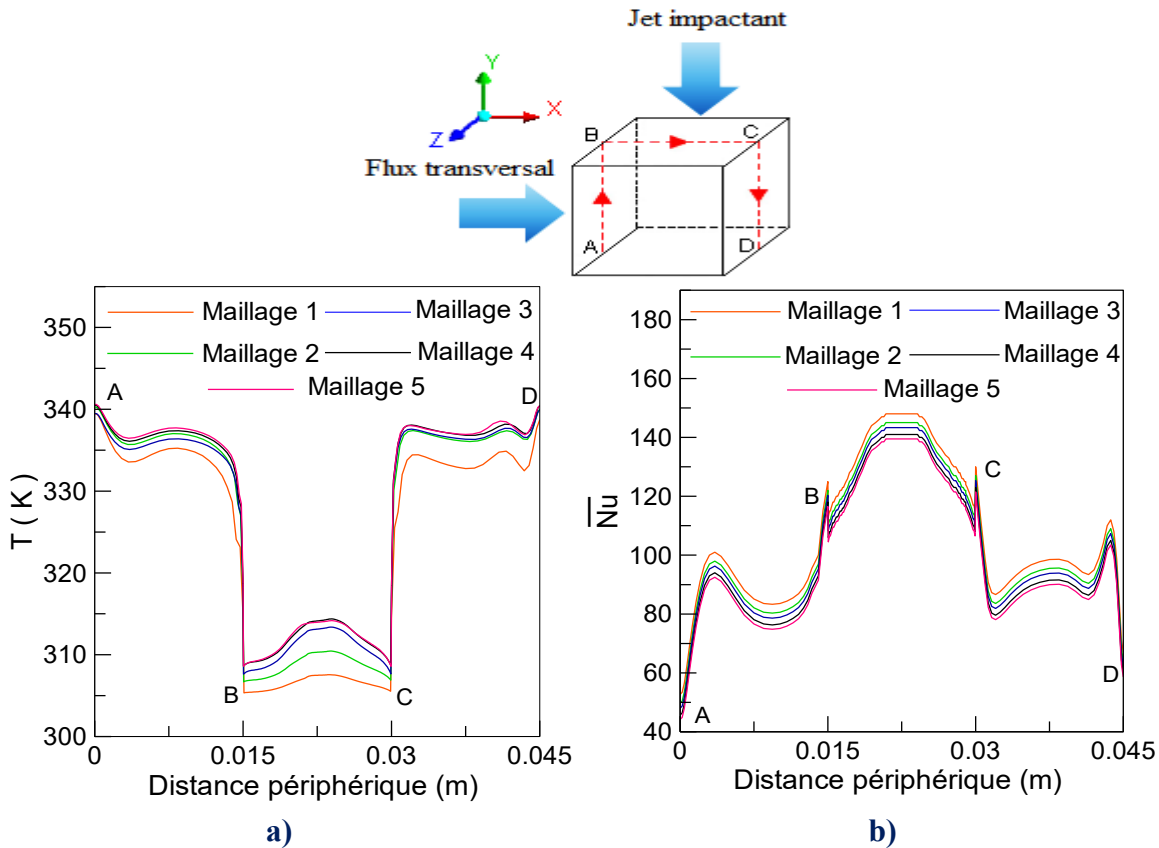


Figure V.V.4. Tests d'indépendance du maillage

Nous avons comparé les distributions de la température (T) et des nombres de Nusselt locaux (Nu) séparément à différents nombres d'éléments le long de lignes au milieu des faces du cube dans le plan xy, comme le montre la Figure V.V.4. Selon les résultats obtenus, nous pouvons voir que la différence entre les courbes 4 et 5 n'est pas importante. Ainsi, pour parvenir à une bonne solution en considérant le temps de calcul, le maillage 4 de 650000 éléments a été choisi pour tous les cas d'étude.

Tableau V.V.1. Critères de convergence des résultats

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4	Maillage 5
Nombre d'élément	300000	400000	500000	650000	750000
\bar{Nu}	70.82	69.07	68.14	67.52	67.02
Erreur	-	2.47%	1.35%	0.91%	0.74%
Nu (Point de stagnation)	147.15	143.09	140.27	138.71	137.54
Erreur	-	2.76%	1.97	1.11%	0.84%

V.V.5. RÉSULTATS

V.V.5.1. Validation

Le code numérique est vérifié à l'aide des informations trouvées dans la littérature. Pour la première validation, les résultats numériques de Manca et al. [211] sont utilisés, en tenant compte des informations suivantes: le fluide de travail est le nanofluide eau – Al_2O_3 , le rapport de la longueur de la buse à la hauteur du canal (H/W) est égal à 4, $Re = 400$ et $\varphi = 5\%$. La Figure V.V.5a. Montre une comparaison de Nu avec les résultats numériques de Manca et al. Un bon accord a été atteint entre les travaux. Concernant la deuxième validation, nous comparons nos travaux avec les résultats numériques [212] et expérimentaux [213], avec $Re = 120$, et le rapport de la longueur de la tuyère sur la hauteur du canal (H/B) égal à 6, la Figure V.V.5b. Démontre un bon accord avec les résultats de Hee et al. [212] et Lafouraki et al. [213] en comparant les Nu. Pour la dernière validation, nous comparons nos résultats avec les résultats numériques rapportés dans [58] à différents nombres de Reynolds. Comme le montre la Figure V.V.5c. en considérant les informations suivantes: le fluide de travail est un nanofluide Al_2O_3 – eau, dans lequel les formes de nanoparticules utilisées sont lames, cylindrique et plaque avec $\varphi = 3\%$, par rapport aux résultats numériques, les résultats font des estimations raisonnables, où le pourcentage d'erreur entre les résultats numériques est dans la plage : $1,5\% \leq \text{erreur} \leq 5\%$.

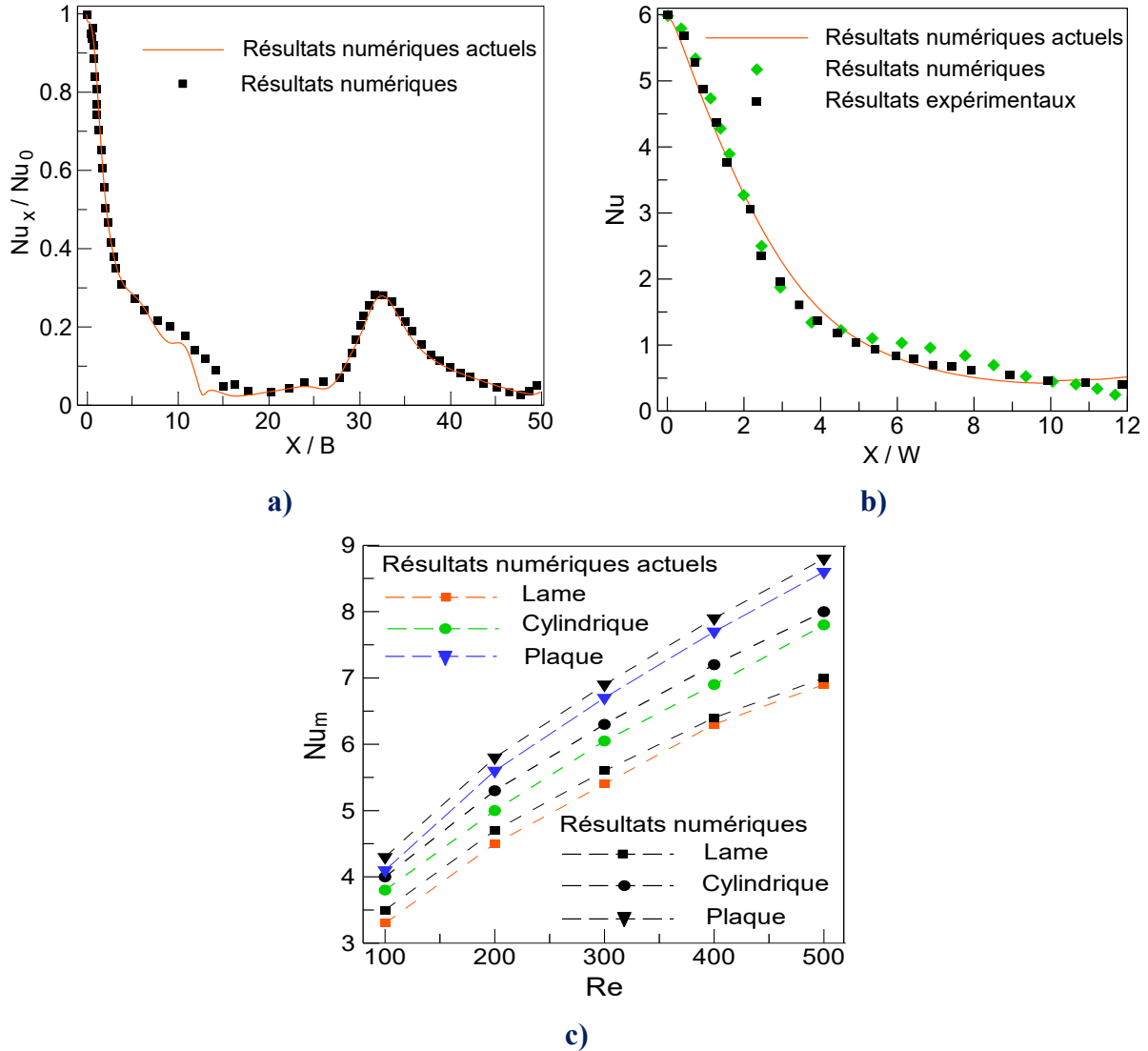


Figure V.V.5. Comparaison des résultats numériques avec les résultats expérimentaux et théoriques

V.V.5.2. Champ dynamique

Pour montrer le comportement du jet d'impact, la Figure V.V.6. Représente les lignes de courant de vitesse pour différentes valeurs de α avec $Re_C = 1100$, à $\varphi_{hnf} = 4\%$. Les résultats ont indiqué qu'à $\alpha = 0,5$, l'impact du jet impactant sur le cube est faible, car la force dynamique du fluide horizontal est supérieure à la force du jet impactant, ce qui entraîne la déviation du jet impactant comme le montre la Figure V.V.6a. Lorsque α augmente ($\alpha = 1, 1,5$ et 2) nous pouvons observer que l'effet du jet impactant empêche le flux transversal de se déplacer sur le côté supérieur du cube, en raison de la force dynamique du jet étant plus forte que la force du flux horizontal, qui

provoque la zone de recirculation au-dessus de l'avant du cube appelé horseshoe vortex. En d'autres termes, l'interaction entre le flux horizontal et le flux vertical produit le horseshoe vortex, ce vortex se dilate comme le rapport α augmente, car l'augmentation de α accentue l'influence du jet sur le cube, comme on le voit sur les Figure V.V. 6b, 6c, 6d.

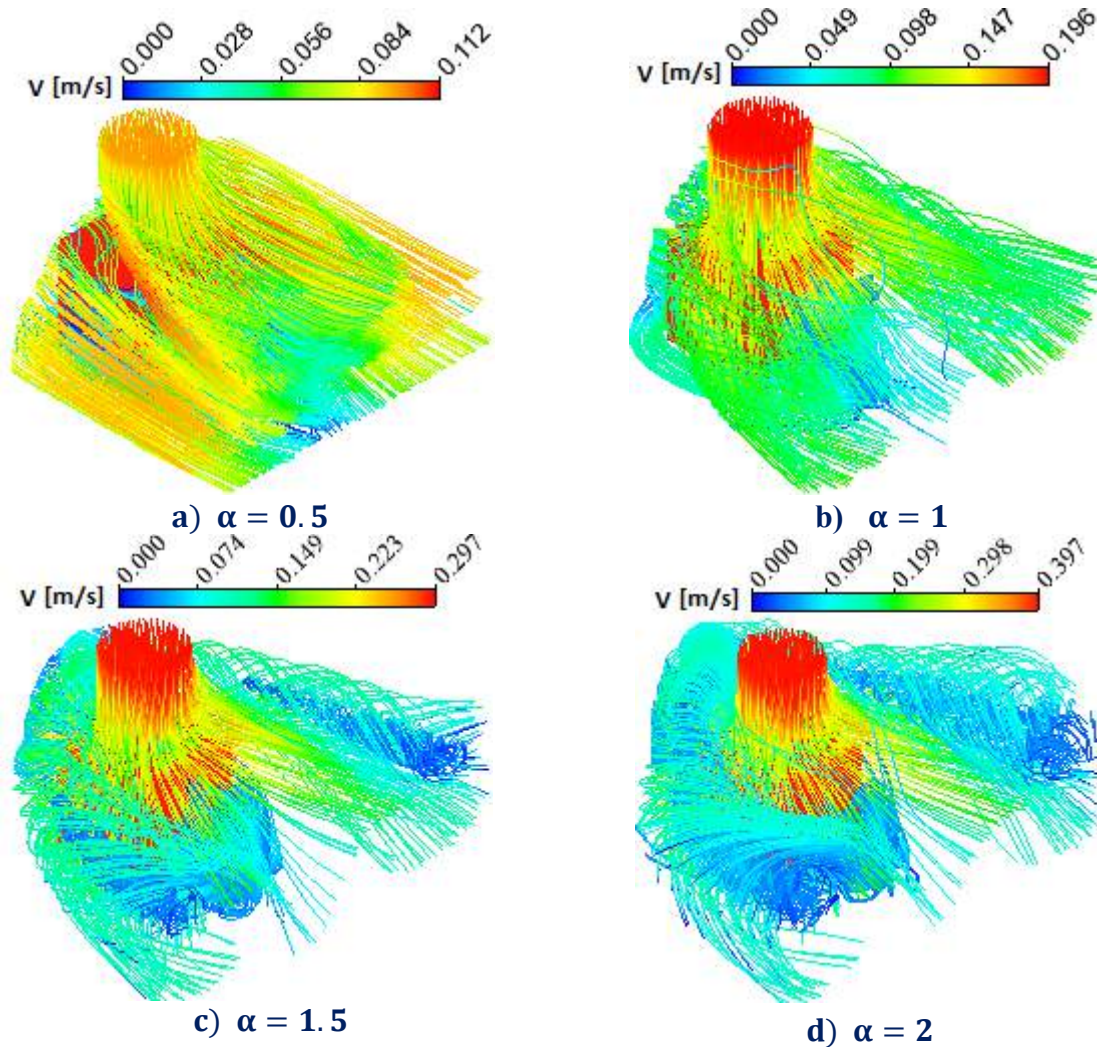


Figure V.V.6. Ligne de courant de vitesse pour différents rapports α

V.V.5.3. Champ thermique

Figure V.V.7. Représente les contours de température pour différents rapports α à $Re_C = 1100$ avec $\varphi_{hnf} = 4\%$. Les résultats montrent l'effet d'un α élevé sur le champ thermique. Ce champ couvre une grande partie autour du cube avec une diminution de valeur du rapport α (dans ce cas, on note qu'à $\alpha = 0,5$). En effet, lorsque la valeur de α est faible, la quantité de mouvement du nanofluide hybride devient insuffisante pour réduire la couche limite thermique. Alors qu'avec

l'augmentation du rapport α ($\alpha = 1, 1,5$ et 2), la force dynamique du jet impactant augmente, car comme on le sait: $\alpha = Re_j/Re_c$, cela se traduit par une réduction de la couche limite thermique autour du cube, créant une baisse des contours de température autour du cube, comme le montre la figure ci-dessous.

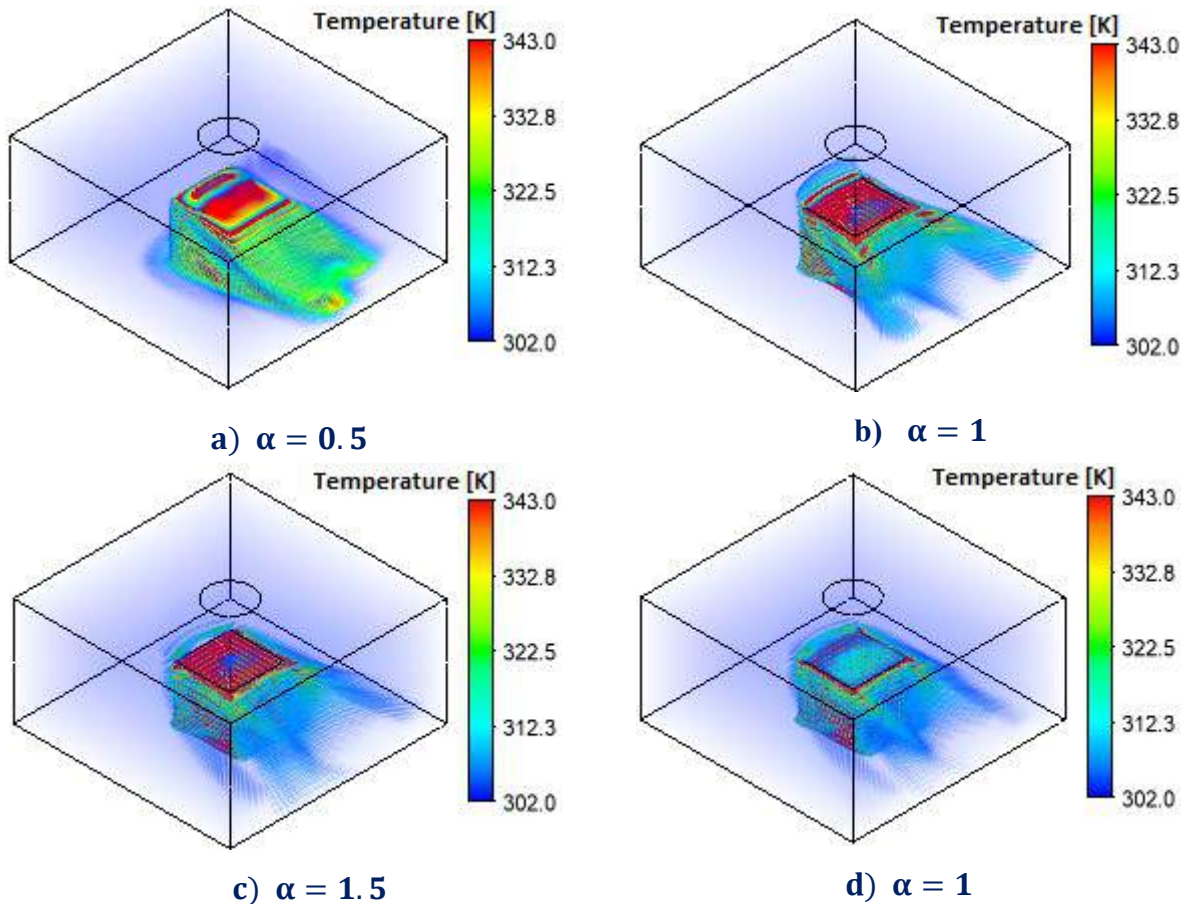


Figure V.V.7. Contours de température pour différent rapports α

V.V.5.4. Contours du nombre de Nusselt

La Figure V.V.8. illustre la distribution des contours de Nu à différents rapports α (0,5, 1, 1,5 et 2) avec différents Re_c (600, 900 et 1100) dans les faces de blocs chauds (haut, avant, arrière, gauche et droit). Les résultats montrent que lorsque $\alpha = 0.5$, l'effet de jet sur la face supérieure du bloc n'apparaît que sur le côté droit de la face supérieure. Cet effet était très faible par rapport aux autres valeurs du rapport α , du fait que la force dynamique du flux horizontal est plus forte que la force du flux vertical, ce qui conduit à une déviation dans la direction du jet incident vers la sortie du canal, comme nous observé sur la Figure V.V.6a. précédemment. Lorsque le rapport α augmente, l'effet du jet d'impact crée un refroidissement plus élevé sur la face

supérieure du bloc par rapport aux autres côtés. En d'autres termes, l'augmentation du rapport α indique que les effets les plus significatifs du processus de refroidissement se produisent sur la partie supérieure côté, surtout au maximum de Re_C et α . Par conséquent, l'augmentation du rapport α et Re_C améliore l'opération de transfert de chaleur.

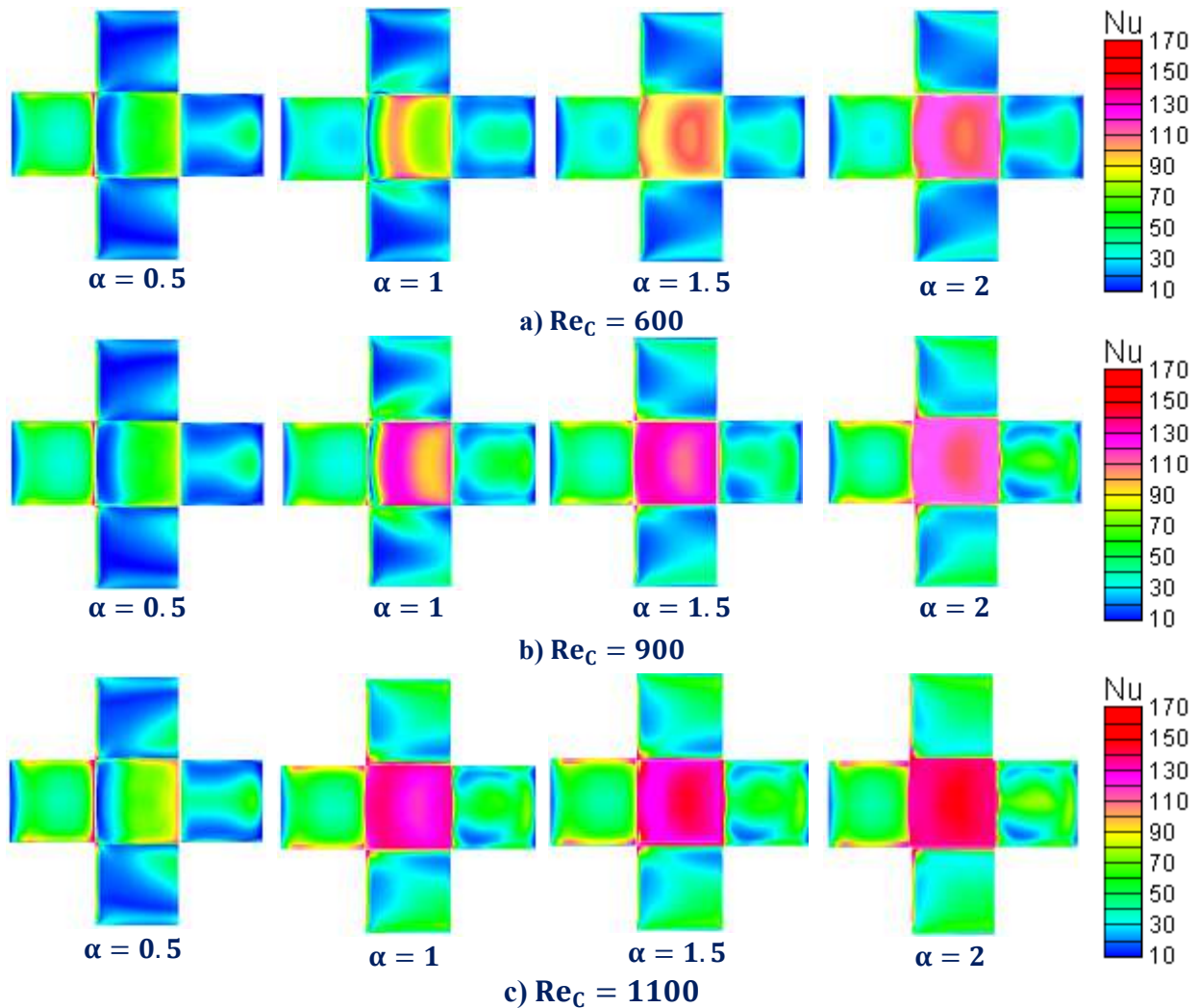


Figure V.V.8. Contours du nombre de Nusselt sur les faces du cube pour divers Re_C et α

V.V.5.5. Effet de du rapport α

Pour analyser l'influence du rapport α sur le transfert de chaleur. La Figure V.V.9. représente la variation de \overline{Nu} en fonction de α avec différents Re_C (600, 900 et 1100) à $\varphi_{hnf} = 4\%$. Les données ont indiqué que l'ajout d'un jet impactant pourrait augmenter le taux de transfert de chaleur mieux que le cas sans jet d'impact. De plus, nous pouvons voir que les valeurs de \overline{Nu}

augmentent avec la croissance de Re_C et α , car l'augmentation des valeurs de Re_C et α contribue à augmenter les gradients de vitesse et de température. Cela signifie que l'épaisseur de la couche limite thermique diminue, ce qui améliore considérablement le taux de transfert de chaleur. Par exemple, lors de l'utilisation d'un jet impactant avec $\alpha = 2$, l'augmentation du taux de transfert de chaleur peut atteindre 58 % par rapport au cas sans jet d'impact.

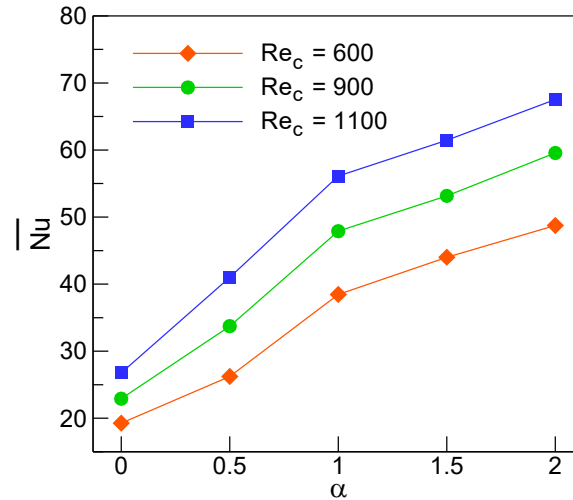


Figure V.V.9. Variations de \overline{Nu} en termes de rapports α à différents Re_C

V.V.5.6. Coefficient de frottement

Figure V.V.10. Illustre l'effet de α sur $\overline{C_f}$ à différents Re_C (600, 900 et 1100) avec $\varphi_{hnf} = 4\%$. Les résultats indiquent que l'ajout d'un jet impactant sur la paroi supérieure augmente le contact entre le fluide et le bloc, ce qui augmente les valeurs de $\overline{C_f}$, comme le montre la figure ci-dessous. D'autre part, les résultats montrent que $\overline{C_f}$ diminue lorsque Re_C augmente avec toutes les valeurs de α en raison de la réduction de l'épaisseur de la couche limite.

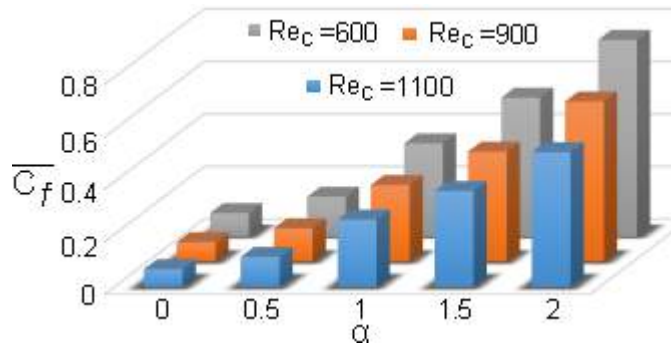


Figure V.V.10. Variations de $\overline{C_f}$ en termes de rapports α à différents Re_C

V.V.5.7. Nombre de Nusselt

Figure V.V.11. Illustre l'effet de φ_{hnf} sur \overline{Nu} à différents α avec $Re_C = 900$. Les résultats démontrent que les valeurs de \overline{Nu} augmentent avec α en raison de l'augmentation des gradients de température et de vitesse comme mentionnée dans le commentaire de la Figure V.V.9. Tous les nanofluides hybrides ont des valeurs de \overline{Nu} plus élevées que les les valeurs de l'eau pure ($\varphi_{hnf} = 0\%$) dues à l'amélioration des propriétés thermophysiques de fluide de base tels que la conductivité thermique avec l'augmentation de φ_{hnf} . Par exemple, à $\varphi_{hnf} = 8\%$, le transfert de chaleur est amélioré jusqu'à 25 %.

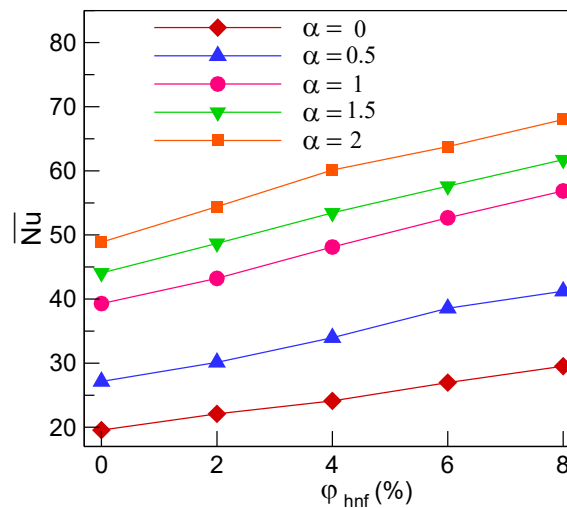


Figure V.V.11. Variation de \overline{Nu} en fonction de φ_{hnf} à différents rapports α

V.V.5.8. Chute de pression

Figure V.V.12. Représente la variation de la chute de pression (Δp) en fonction de φ_{hnf} pour différents α à $Re_C = 900$. Les résultats démontrent que Δp augmente en augmentant les valeurs de φ_{hnf} . Généralement, la viscosité et la densité du nanofluide augmentent en dispersant les nanoparticules dans le fluide de base, renforçant ainsi la cohésion des particules, contribuant à une augmentation de Δp . Pour $Re_C = 900$, $\alpha = 2$ et $\varphi_{hnf} = 8\%$, nous avons trouvé que Δp augmente de 58 %.

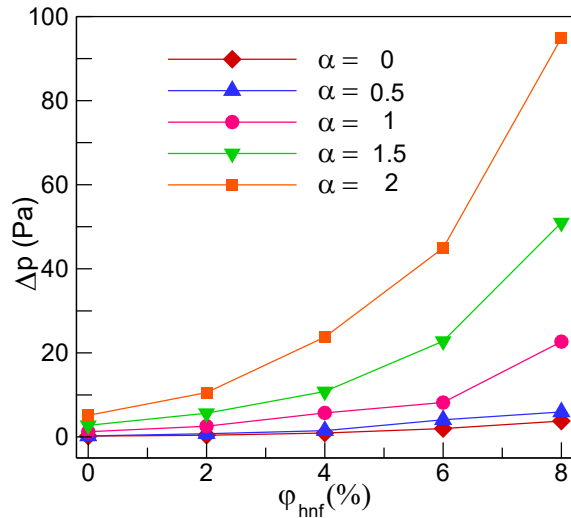


Figure V.V.12. Variation de Δp en termes de φ_{hnf} à différents rapports α

V.V.5.9. Comparaison entre nanofluid conventionnel et hybride ternaire

Pour démontrer l'impact de la fraction volumique des nanoparticules pour le nanofluid hybride ternaire (φ_{hnf}) par rapport au mono nanofluid (φ_{nf}) sur le transfert de chaleur. La Figure V.V.13. Représente la variation de \overline{Nu} en fonction de α avec $Re_C = 900$ à $\varphi = 4\%$ et 6% , où nous les comparerons (nanofluid hybride ternaire et mono nanofluid). Les résultats ont révélé que les valeurs \overline{Nu} de chacun des fluides de travail utilisés dans cette étude augmentent avec l'augmentation de α et de la fraction volumique des nanoparticules, mais les valeurs de \overline{Nu} lors de l'utilisation d'un nanofluid hybride ternaire sont plus élevées que mono nanofluid avec toutes les valeurs de α , φ_{hnf} et φ_{nf} . D'après les résultats obtenus, on peut dire que l'utilisation d'un nanofluid hybride ternaire ($Al_2O_3 - Cu - Ag/eau$ dans ce cas) peut améliorer le taux de transfert de chaleur mieux que l'utilisation d'un mono nanofluid (Al_2O_3/eau dans ce cas) seul. En d'autres termes, le remplacement d'une partie des nanoparticules primaires par d'autres nanoparticules de formes différentes peut augmenter le taux de transfert de chaleur. Dans l'étude actuelle, pour le nanofluid hybride, nous avons utilisé 50 % Al_2O_3 (forme sphérique), 25 % Cu (forme cylindrique) et 25 % Ag (forme plaquette) pour la fraction volumique globale (φ_{hnf}) et pour le nanofluid mono, nous avons utilisé uniquement Al_2O_3 (forme sphérique). Pour $Re_C = 900$, $\alpha = 2$ et $\varphi_{hnf} = 6\%$, nous avons constaté que le transfert de chaleur pour le nanofluid hybride augmente de 23% par rapport au nanofluid mono, augmentant de 11,7 %.

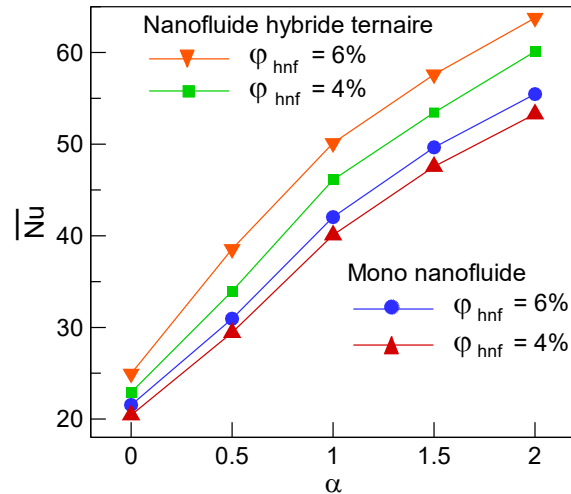
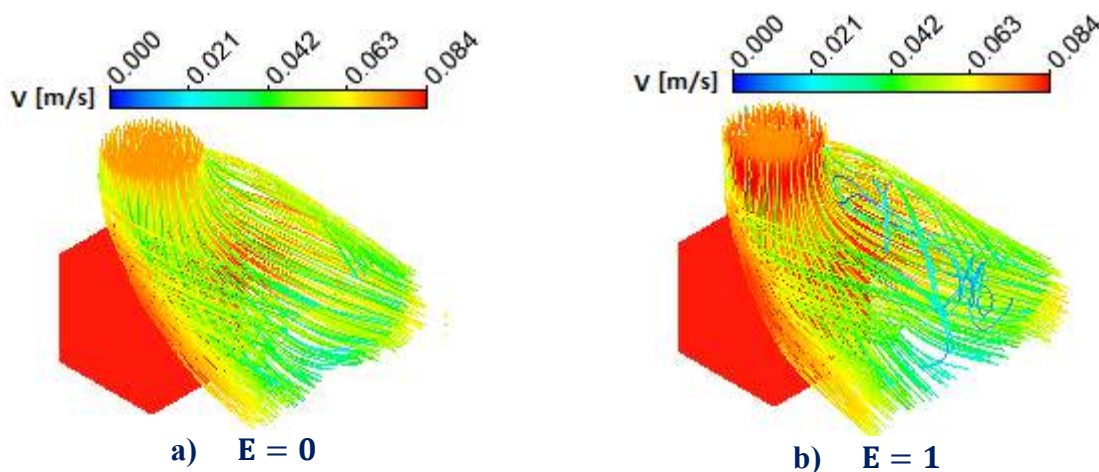


Figure V.V.13. Variation de \overline{Nu} en termes de rapports α pour mono nanofluide et nanofluide hybride ternaire

V.V.5.10. Effet du trou de jet prolongé

Pour afficher le comportement du jet impactant lors de l'augmentation du trou de jet (E). La Figure V.V.14. montre les contours de ligne de courant de vitesse à différents E pour $\alpha = 0,5$, $Re_C = 900$ et $\phi_{hnf} = 4\%$. D'après les résultats, on peut noter qu'à $E = 0$, l'effet du jet impactant sur le cube est faible, car la force dynamique du fluide horizontal est supérieure à la force du jet impactant, ce qui entraîne la déviation du jet impactant, comme le montre la figure ci-dessous, l'ajout d'un trou de jet prolongé vers la face supérieure du cube réduit l'impact du flux horizontal sur le jet impactant, en particulier à $E = 4$. Cela peut contribuer à augmenter le taux de transfert de chaleur.



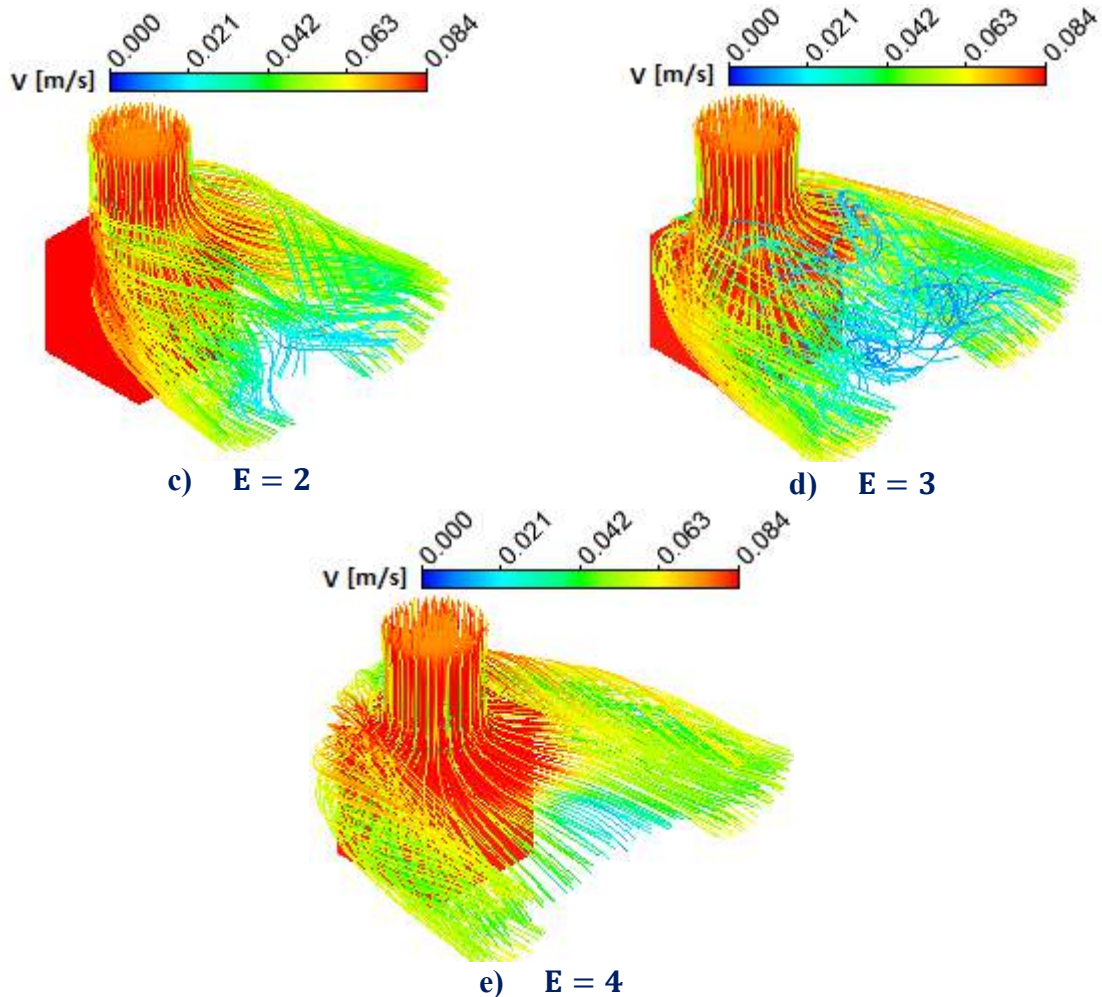


Figure V.V.14. Lignes de courant de vitesse pour divers E

Pour analyser l'impact de l'ajout d'un trou de jet prolongé sur le taux de transfert de chaleur. La Figure V.V.15. Montre la variation de \overline{Nu} en termes de E à différents α avec $\phi_{hmf} = 4\%$ et $Re_c = 900$. Les données indiquent que les valeurs de \overline{Nu} augmentent avec la croissance de α , l'augmentation des valeurs de α contribue à augmenter les gradients de température et de vitesse, en particulier sur la face supérieure du cube. Cela signifie que l'épaisseur de la couche limite thermique diminue, ce qui se traduit par une amélioration significative du taux de transfert de chaleur. À $E = 0$, l'effet du fluide horizontal sur le jet impactant est important, surtout à α inférieur à 1 ($\alpha < 1$), ce qui conduit à une diminution de l'effet du jet sur le cube chaud, cela réduit le principal rôle du jet impactant. Pour réduire l'impact du flux horizontal sur le jet impactant, nous avons suggéré d'ajouter un trou de jet prolongé vers la face supérieure du cube. La Figure V.V.15. montre également l'influence de l'augmentation de E sur \overline{Nu} . Les résultats ont montré que

l'augmentation des valeurs de E améliorerait le transfert de chaleur, en particulier à $\alpha < 1$. Par exemple, à $\alpha = 0,5$ et $E = 4$, le transfert de chaleur est amélioré de 27,3%. Alors qu'à $\alpha = 2$ et $E = 4$ le transfert de chaleur s'est amélioré de 8% seulement. Cela est dû au fait que la force du jet impactant augmente avec α , ce qui néglige l'effet de fluide horizontal. Nous concluons que l'idée d'ajouter trou de jet prolongé est valable et très efficace si la vitesse du jet impactant est faible par rapport au vitesse de fluide horizontal.

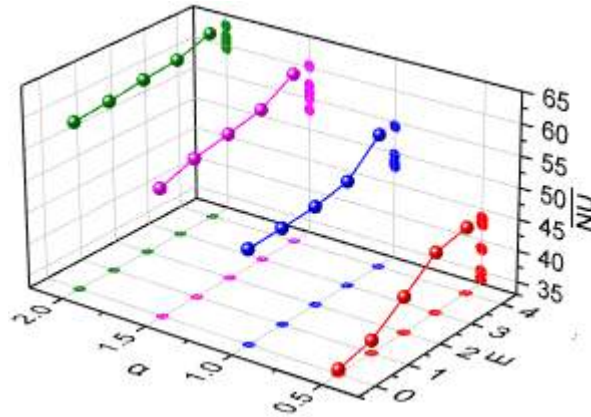


Figure V.V.15. Variations de \overline{Nu} en fonction de E dans différents rapports α

V.V.5.11. Effet de l'inclinaison de l'entrée du jet

Pour afficher le comportement du fluide à une inclinaison différente de l'entrée du jet impactant. La Figure V.V.16. Montre les contours des vitesses d'amplitude au milieu du domaine de calcul pour divers β à $\alpha = 2$ avec $Re_C = 900$ et $\varphi_{hnf} = 4\%$. Selon les résultats, nous pouvons observer que la direction du jet incident varie avec l'angle β . Dans le premier, nous avons modifié l'inclinaison de l'entrée du jet vers l'entrée du canal, on constate qu'à $\beta = 0^\circ$ la zone de recirculation (vortex en fer à cheval) formée sur le haut de la face gauche du cube disparaît et d'autres tourbillons se forment près de l'avant du cube à partir de $\beta = -10^\circ$. Comme le montrent les figures ci-dessous, ces tourbillons peuvent augmenter fortement le coefficient de transfert thermique sur la face avant du cube, mais l'augmentation de l'inclinaison du jet incident supérieur à 20° vers l'entrée du canal réduit l'effet du jet sur la face supérieure du cube, ce qui conduit à négliger le rôle principal du jet impactant. Dans le second, nous avons modifié l'inclinaison de l'entrée du jet vers la sortie du canal, nous avons observé une perte de force dynamique du jet impactant.

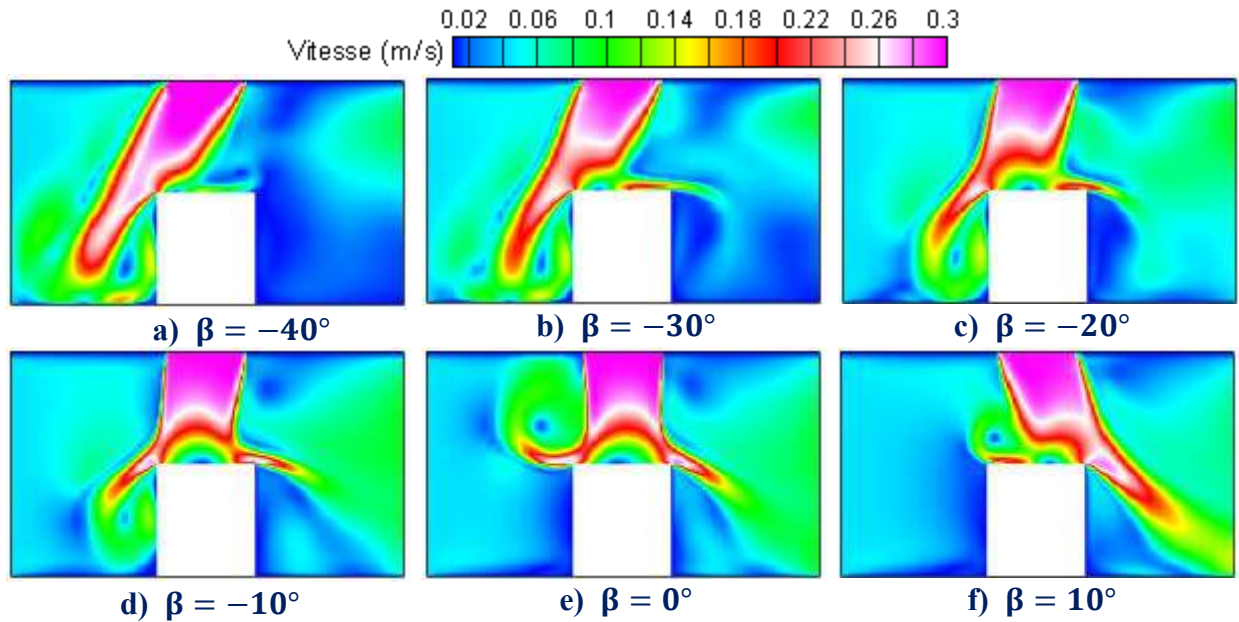
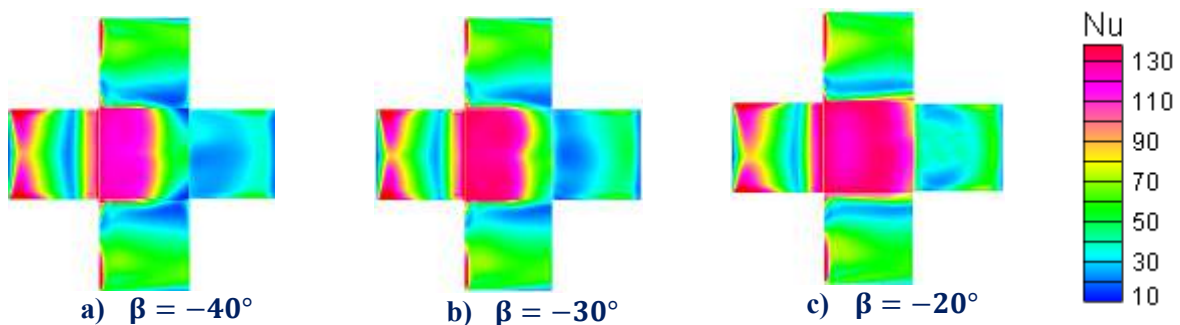


Figure V.V.16. Contours de vitesse magnitude à différents β

Figure V.V.17. Représente la distribution des contours Nu sur les faces du bloc chaud (haut, avant, arrière et côté) pour différents β à $Re_c = 900$ avec $\alpha = 2$ et $\varphi_{hnf} = 4\%$. Les résultats ont révélé que la modification de la direction du jet impactant vers l'entrée du canal jusqu'à $\beta = 20^\circ$ crée un refroidissement plus important sur la face avant du bloc, de plus, l'effet du jet impactant sur la face supérieure du bloc est toujours présent, mais l'inclinaison de l'entrée du jet incident vers l'entrée du canal supérieure à 20° ($\beta > 20^\circ$) réduit les valeurs de Nu sur les faces supérieure et arrière comme le montre la figure ci-dessous, les résultats ont également indiqué que le changement de la direction du le jet incident vers l'entrée du canal augmente les valeurs de Nu sur les côtés gauche et droit du bloc. Lorsque l'entrée du jet impactant est inclinée vers la sortie du domaine de calcul, les valeurs de Nu augmentent sur la face arrière du bloc, mais l'effet du jet sur la face supérieure diminue, ce qui conduit à négliger le rôle principal de le jet impactant, ce qui réduit le taux de transfert de chaleur.



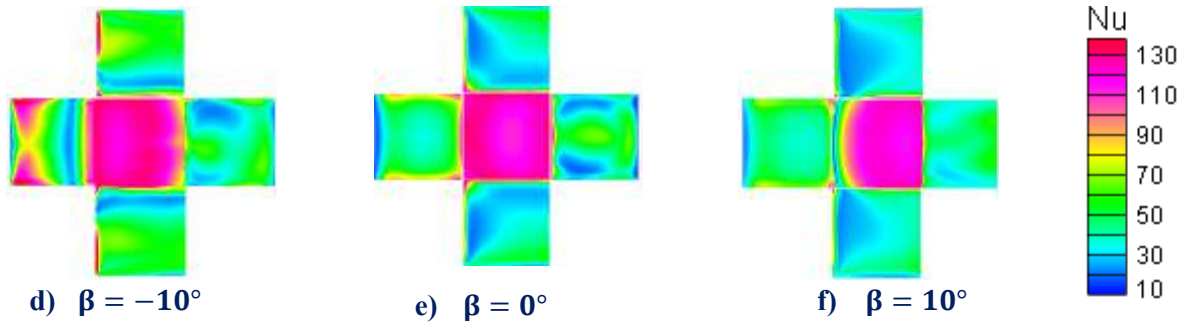


Figure V.V.17. Contours de Nu sur les faces du cube pour différents β

Pour afficher l'influence de l'angle d'inclinaison du jet incident sur le taux de transfert de chaleur. Figure V.V.18. Montre les variations de \overline{Nu} en fonction de α à différents β avec $Re_C = 900$ et $\varphi_{hnf} = 4\%$. Les résultats ont démontré que les augmentations α peuvent augmenter considérablement le taux de transfert de chaleur avec toute inclinaison du jet impactant. D'autre part, l'inclinaison du jet impactant vers l'entrée du canal avec $\beta = -20^\circ$ donne des valeurs maximales de \overline{Nu} , l'inclinaison de l'entrée du jet impactant avec des valeurs supérieures à -20° ($\beta > -20^\circ$) diminue les valeurs de \overline{Nu} . Les résultats ont également indiqué que l'inclinaison de l'entrée du jet incident vers la sortie du canal diminuait le taux de transfert de chaleur. Pour $\beta = -20^\circ$, le taux de transfert thermique est augmenté de 11% par rapport à $\beta = 0^\circ$.

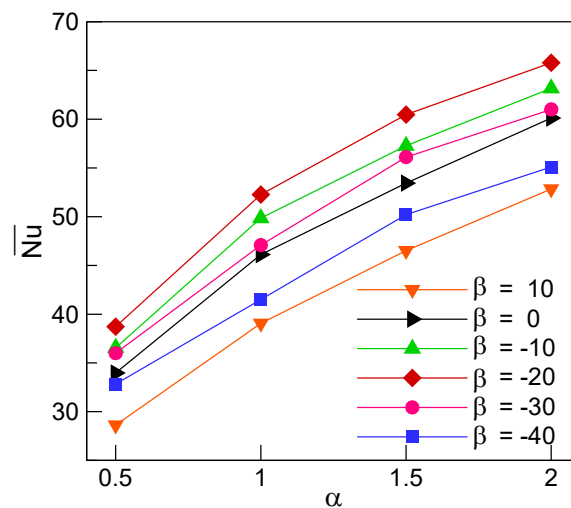


Figure V.V.18. Variation de \overline{Nu} en termes de rapports α à différents β

V.V.6. CONCLUSION

Une analyse numérique d'un flux tridimensionnel de convection forcée autour d'un cube chaud situé au centre de la surface inférieure exposée à un flux horizontal et à un jet impactant a

été réalisée à l'aide d'un nanofluide hybride ternaire avec diverses formes de nanoparticules. De cette étude, les résultats suivants sont obtenus :

- ✚ Le flux horizontal avec une structure de jet impactant a amélioré le taux de transfert de chaleur jusqu'à 58 % de mieux au cas sans jet impactant.
- ✚ Un refroidissement plus important se produit avec une augmentation de la vitesse du jet impactant à la partie supérieure du bloc.
- ✚ Parmi les quatre valeurs du rapport α ($\alpha = 0,5, 1, 1,5$ et 2) mentionnées dans cette étude, le jet important n'est entraîné par le flux horizontal qu'à $\alpha = 0,5$. Par conséquent, le flux vertical n'affecte pas la face supérieure du cube, ce qui rend négligeable le rôle central du jet impactant.
- ✚ Le taux de transfert de chaleur augmente à mesure que la valeur de α augmente, où nous pouvons obtenir une amélioration du taux de transfert de chaleur jusqu'à 58 % avec $\alpha = 2$.
- ✚ La chute de pression (Δp) augmente avec une augmentation de φ_{hnf} .
- ✚ L'augmentation des valeurs de φ_{hnf} améliore le taux de transfert de chaleur.
- ✚ L'utilisation d'un nanofluide hybride ternaire avec diverses formes de nanoparticules (sphérique (Al_2O_3), cylindrique (Cu) et plaquette (Ag)) peut améliorer le taux de transfert de chaleur mieux que l'utilisation d'un nanofluide simple (sphérique (Al_2O_3)). Pour $Re_C = 900$, $\alpha = 2$ et $\varphi_{hnf} = 6\%$, le transfert de chaleur pour le nanofluide hybride et le nanofluide simple augmente respectivement de 23 % et 11,7 % par rapport au fluide de base.
- ✚ L'effet de l'ajout d'un trou de jet étendu vers la face supérieure du cube sur le transfert de chaleur apparaît meilleur à $\alpha < 1$.
- ✚ L'élévation du trou de jet étendu sans dimension (E) peut améliorer le taux de transfert de chaleur jusqu'à 27,3 %.
- ✚ L'inclinaison de l'entrée du jet impactant vers l'entrée du canal avec $\beta = -20^\circ$ améliore le taux de transfert de chaleur jusqu'à 11 %.



Partie V

**Étude numérique de l'impact de jet
refroidissant une surface isotherme à l'aide de
trous de jet étendus avec divers nanofluides
hybrides binaires**



V.VI.1. OBJECTIF

Grâce à la discussion de la recherche bibliographique précédente, nous avons découvert que plusieurs recherches sur le jet impactant ont été menées en utilisant des nanofluides. Cependant, il n'existe aucune étude de ce type concernant l'effet de la combinaison de deux types de nanoparticules (Al_2O_3 et MgO) ayant des formes différentes sur le transfert de chaleur et la chute de pression. Dans la présente étude, nous avons effectué une analyse numérique de l'impact de jet pour le refroidissement d'une plaque plane soumise à une température constante à l'aide de nombreux nanofluides hybrides binaires. En d'autres termes, nous avons étudié l'effet de la combinaison de deux types de nanoparticules (Al_2O_3 et MgO) ayant des formes différentes, où la forme des nanoparticules de Al_2O_3 est sphérique, et la forme des nanoparticules de MgO que nous changeons à chaque fois pour les nanoparticules suivantes : sphérique, brique, lames, cylindrique et plaque. Les analyses ont été effectuées dans une condition d'écoulement de convection forcée turbulente ($5000 \leq Re \leq 15000$), la fraction volumique globale des nanoparticules est dans la gamme $0\% \leq \varphi_{hnf} \leq 5\%$ et les trous de jet étendus ($\alpha = h/D_j$) varient de 0 à 4, en utilisant le modèle de turbulence SST $k-\omega$ avec faible correction de Reynolds en raison de sa bonne efficacité et de sa précision. Cinq configurations de nanoparticules telles que sphérique, sphérique + lame, sphérique + brique, sphérique + plaque et sphérique + cylindrique sont utilisées. Dans tous les cas étudiés, nous considérons que la fraction volumique globale (φ_{hnf}) des nanoparticules est de 70 % φ_{hnf} de oxyde d'aluminium (Al_2O_3) et de 30% φ_{hnf} de oxyde de magnésium (MgO) pour les première et deuxième formes de nanoparticules, respectivement.

V.VI.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME

Dans l'étude actuelle, le nanofluide hybride binaire entre dans le domaine par la section d'entrée à une vitesse V_j ($0.33\text{m/s} \leq V_j \leq 1\text{m/s}$) et une température uniformes $T_{in} = 303\text{ K}$. Le fluide de travail traverse 225 microjets (15×15 dans les directions X et Z, respectivement), où ils influencent la plaque inférieure avec une température de paroi fixe $T_s = 343\text{K}$, puis le fluide sort des deux côtés illustrés à la Figure V.V.1. Les présentes simulations numériques sont réalisées pour une série droite carrée constituée de 225 jets, où chaque jet a un diamètre (D_j) de $400\ \mu\text{m}$. La symétrie a été utilisée pour simplifier le domaine de calcul. Le réseau peut être divisé en deux sections sur la ligne médiane, comme le montre la Figure V.VI.1. Ainsi, pour le réseau composé de 225 jets, une seule rangée contenant 7,5 jets est suffisante pour représenter l'ensemble du réseau,

comme le montre la Figure V.VI.2. Les dimensions de la géométrie utilisées dans cette analyse, telles que les rapports H/D_j , W/D_j et X/D_j sont égaux à 5, $L/D_j = 37.5$, $S/D_j = 3$ et $0 \leq h/D_j \leq 4$. La géométrie présentée sur la Figure V.V.2a. (sans trous de jet étendus) est similaire à celle analysée numériquement par Prithvi et Rao [28], où le fluide de travail est l'air. La Figure V.V.2b. (avec des trous de jet étendus) représente la configuration utilisée dans l'étude actuelle.

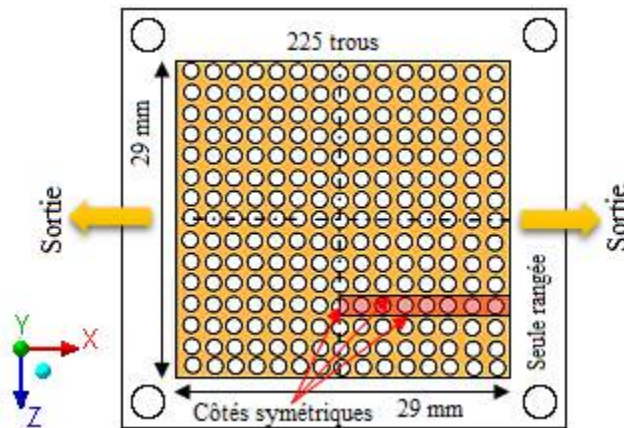
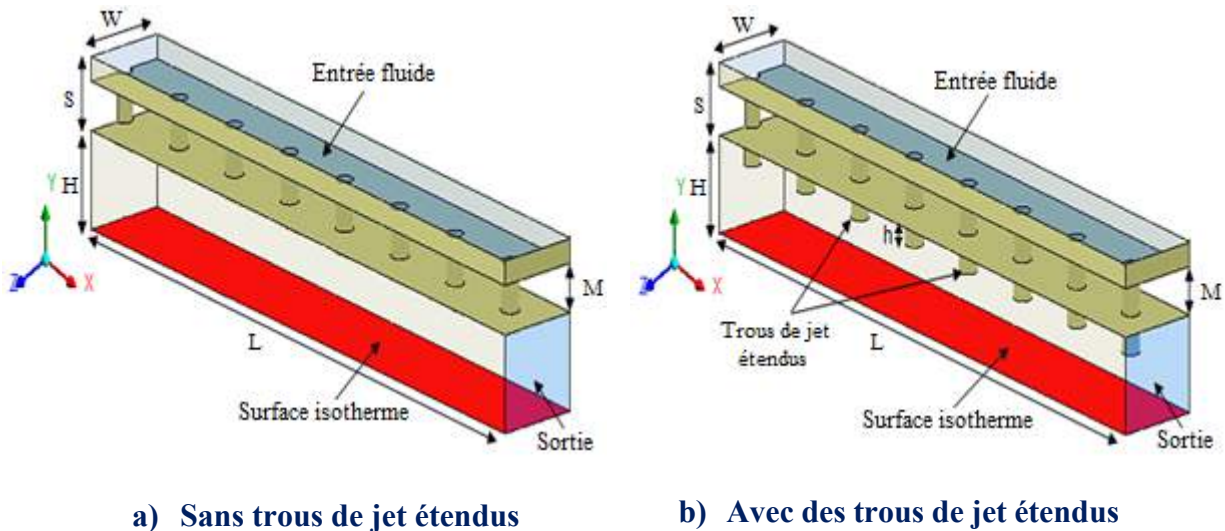


Figure V.VI.1. Schéma de la plaque d'impact du jet



a) Sans trous de jet étendus

b) Avec des trous de jet étendus

Figure V.VI.2. Représentation graphique du problème analysé

V.VI.3. SOLUTION NUMÉRIQUE

Dans cette analyse, le logiciel Ansys-Fluent 14.5 [197] a été utilisé pour simuler l'écoulement turbulent et le transfert de chaleur de 7,5 trous de jets étendus affectés par une plaque chauffante. L'approche de second-ordre UPWIND [201] a été utilisée pour discrétiser les termes convectifs, et l'algorithme SIMPLE [202] a été utilisé pour le couplage pression-vitesse.

L'évaluation de l'optimisation du réseau est effectuée pour obtenir des résultats plus rapides et obtenir des résultats plus fiables de l'étude. La sensibilité des solutions du champ d'écoulement et de transfert de chaleur a été vérifiée en augmentant la densité du maillage près du mur pour choisir la meilleure grille pour effectuer la simulation et pour confirmer que les informations obtenues étaient indépendantes de la résolution du maillage. Pour cela, nous avons augmenté la densité du maillage jusqu'à atteindre une différence dans les résultats obtenus ne dépassant pas 1%. Une grille de calcul composée de 1845764 cellules hexaédriques structurées a été générée dans la présente analyse. Toutes les équations sont résolues par itération séquentielle afin de produire une solution convergente. Les conditions de convergence pour toutes les équations et pour les équations d'énergie sont fixées à 10^{-5} and 10^{-6} , respectivement. Les détails de l'illustration du maillage sur lequel s'appuie l'étude actuelle sont présentés à la Figure V.VI.3. Dans la présente étude, le fluide de base et les nanoparticules utilisées sont listées dans le Tableau III.3. Les expressions mathématiques (5, 17, 19, 20, 21, 22, 23 et 24) mentionnées au chapitre III, ont été utilisées pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides hybride binaires utilisés.

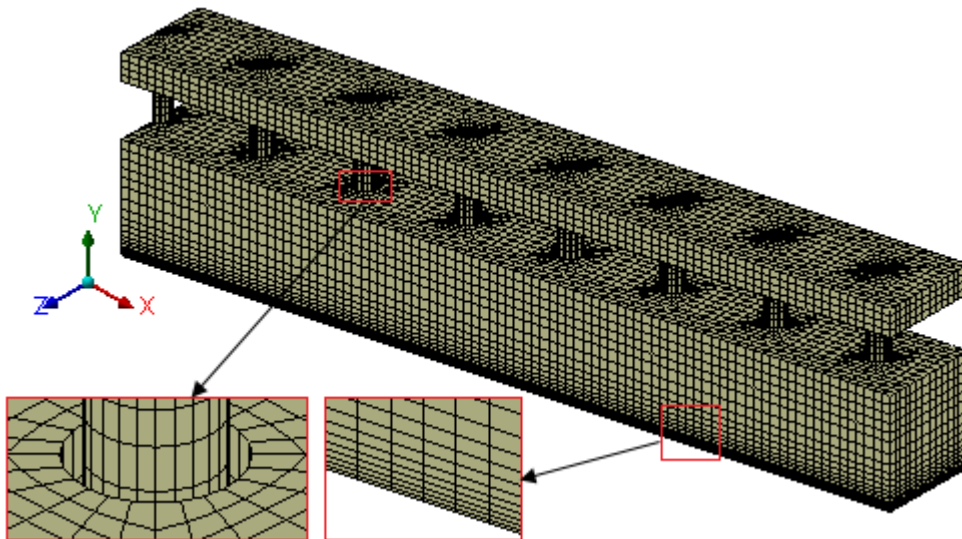


Figure V.VI.3. Détails sur le maillage adopté

V.VI.4. EFFET DE MAILLAGE

En simulation numérique, une structure de maillage est essentielle pour la précision des résultats et l'efficacité de la simulation. Par conséquent, une structure à haute densité est nécessaire dans la zone du jet et sur la surface cible (surface chaude), où les fluctuations de vitesse et de température sont importantes. Dans l'analyse actuelle, le test d'indépendance du réseau a été

effectué en utilisant le nanofluide hybride Al_2O_3 (sphérique) - MgO (plaque)/eau comme fluide de travail, le test a été effectué dans les conditions suivantes : $Re = 15000$ et $\varphi_{hnf} = 5\%$. Cinq (5) grilles distinctes avec différents numéros d'éléments de 1013559, 1254617, 1453654, 1845764 et 2164328 ont été choisies, puis nous avons comparé les nombres moyens de Nusselt (\overline{Nu}) comme indiqué dans le Tableau V.VI.1. Sur la base des données obtenues, nous peut voir que la différence entre les valeurs de \overline{Nu} trouvées dans le cas 4 et 5 n'est pas importante, donc pour parvenir à une bonne solution en tenant compte le temps du calcul, le maillage 4 de 1845764 éléments a été utilisé dans tous les cas que nous avons étudiés.

Tableau V.VI.1. Résultats de l'indépendance du maillage

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4	Maillage 5
Nœuds	1013559	1254617	1453654	1845764	2164328
\overline{Nu}	74.37	75.52	76.41	76.66	76.73
Erreur	-	1.52%	1.17%	0.32%	0.09%
Y⁺	1.38	1.23	1.08	0.87	0.79

V.VI.5. RÉSULTATS

V.VI.5.1. Validation

Le code numérique est vérifié à l'aide de données trouvées dans la littérature. Pour la première validation, les résultats expérimentaux de Li et al. [214] sont utilisés, compte tenu des informations suivantes, le fluide de travail est le nanofluide Cu – eau, le rapport de la longueur de la buse sur la hauteur du canal (D/h) égal à 2 pour $\varphi = 1,5\%$ et $\varphi = 2,5\%$. Les résultats présentés la Figure V.V.4b. Indiquent qu'à $\varphi = 1,5\%$, l'erreur entre nos résultats et les résultats de l'expérience ne dépassant pas 2 %, pour $\varphi = 2,5\%$, le pourcentage d'erreur est dans la plage : $1\% \leq \text{erreur} \leq 6\%$. En général, les résultats fournissent de bonnes prédictions par rapport aux résultats expérimentaux. Concernant la deuxième validation, nous comparons nos résultats avec les résultats de l'expérience de Surendra et al. [45], où le fluide de travail est un nanofluide eau – ZnO et le rapport de la hauteur du canal à la longueur de la buse (H/D) égal à 5 pour $\varphi = 4\%$ et $\varphi = 6\%$ à $Re = 8000$. Les résultats démontrent que le coefficient de transfert de chaleur moyen (HTC) à la surface de collision, comme le montre la Figure V.V.4b. fournit de bonnes prédictions par rapport aux données disponibles dans la littérature [45]. Où le pourcentage d'erreur entre les résultats numériques et expérimentaux est dans le plage : $1\% \leq \text{error} \leq 4\%$. Pour la dernière validation, nous comparons nos résultats avec les résultats numériques rapportés dans [58] à

différents Re . Compte tenu des informations suivantes: le fluide de travail est Al_2O_3 /eau nanofluide, dans lequel les formes de nanoparticules utilisées sont des plaquettes et des lames avec $\varphi = 3 \%$, par rapport aux résultats numériques comme le montre la Figure V.VI.4c. Les résultats ont fourni des estimations raisonnables, car le pourcentage d'erreur entre les résultats expérimentaux et numériques allant de 1,5 % à 5 %.

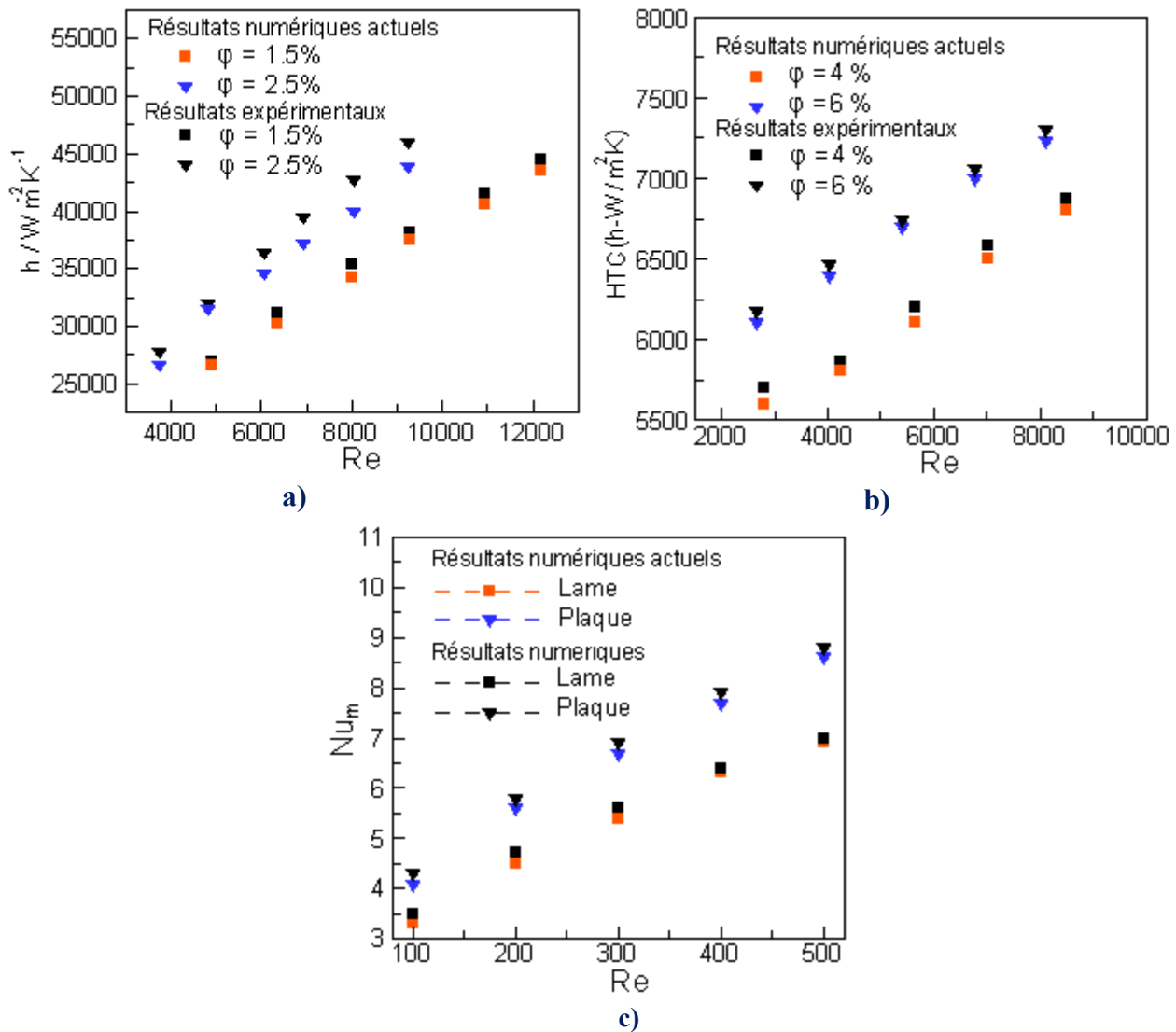


Figure V.VI.4. Comparaison de nos résultats de simulation et des résultats expérimentaux et résultats numériques

V.VI.5.2. Effet du nombre de Nusselt et de chute de pression

Pour démontrer l'utilité des nanofluides hybrides binaires dans le processus de refroidissement, nous avons mélangé deux formes différentes de nanoparticules. Nous les avons

ajoutés au liquide de base, où le premier a une forme sphérique (Sph) et le second est à chaque fois que nous le changeons pour les formes suivantes : sphérique (Sph), Lime (Bl), Brique (Br), cylindrique (Cy) et plaque (Pl). Figure V.V.5a. Représente la variation de \overline{Nu} en termes de Re à $\varphi_{hnf} = 5\%$ en utilisant des nanofluides hybrides $Al_2O_3 - MgO/eau$ avec une configuration différente des nanoparticules. Les résultats indiquent que l'impact des jets sur la plaque chauffée augmente les gradients de température et de vitesse avec l'augmentation des nombres de Re . D'autre part, l'épaisseur de la couche limite thermique diminue, donc le taux de transfert de chaleur s'améliore avec Re . De l'autre côté, le nombre \overline{Nu} le plus élevé a été observé à $Re = 15000$. Les résultats ont également révélé que les configurations sphériques + Plaque donnent un \overline{Nu} plus élevé par rapport aux autres configurations proposées dans cette étude. Par exemple, lors de l'utilisation des nanofluides hybrides binaires avec les configurations sphériques (70 % Al_2O_3) + plaquettes (30 % MgO), l'augmentation du taux de transfert de chaleur peut atteindre 20 % par rapport aux nanofluides hybrides simples (Forme sphérique) avec 70 % Al_2O_3 et 30 % MgO . Lors l'utilisation de formes de nanoparticules dans un système de refroidissement par impact de jet, il est important de prendre en compte la chute de pression (Δp). Une augmentation de Δp nécessite plus d'énergie de pompage pour le système de refroidissement et diminue les performances totales du système. Par conséquent, dans cette analyse, l'effet des nanoparticules sur Δp a été étudié.

Figure V.VI.5b. Représente la variation de Δp en fonction de Re pour différentes configurations de nanoparticules à $\varphi_{hnf} = 5\%$. Les résultats indiquent que Δp augmente en augmentant les valeurs de Re avec toutes les configurations proposées de nanoparticules, car l'augmentation des valeurs de Re conduit à une diminution de l'épaisseur de la couche limite. Par conséquent, le gradient de vitesse augmente, donc les contraintes visqueuses augmentent; ainsi, Δp augmente. Aussi, peut-être que l'augmentation de la vitesse des nanofluides hybrides augmente la collision entre les particules, ce qui entraîne une plus grande perte d'énergie cinétique; à son tour, un Δp plus grand est produit. Les résultats ont également révélé que l'ajout de nanoparticules sous forme plaque (Pl) avec des nanoparticules sous forme sphérique (Sph) donnent des valeurs de Δp plus élevées par rapport à d'autres formes des nanoparticules.

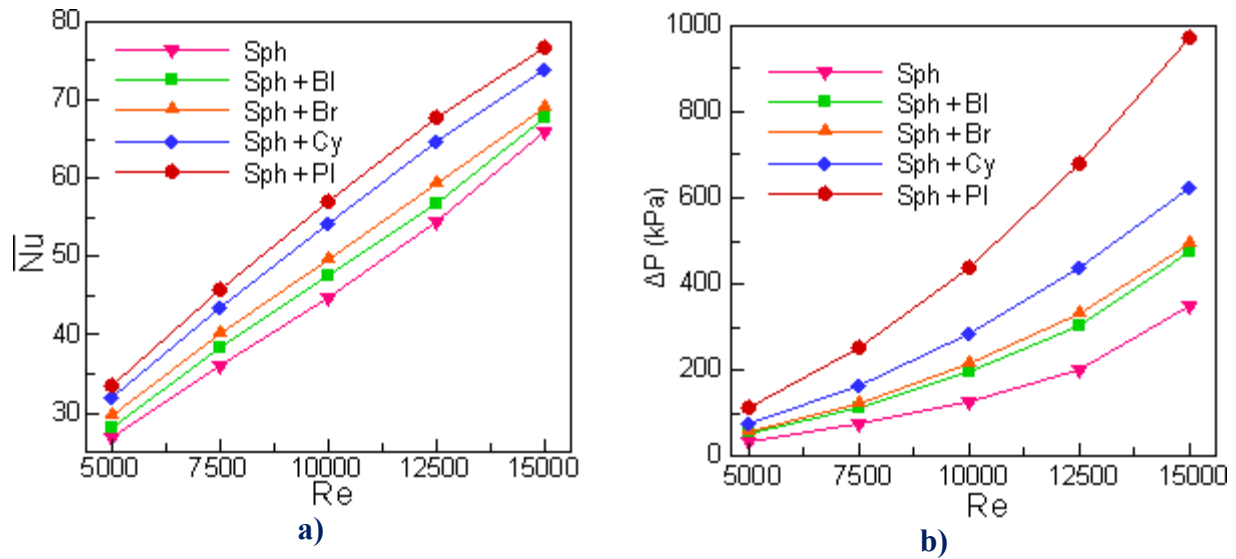


Figure V.VI.5. Effet de Re on a) \overline{Nu} b) ΔP à différentes configurations de nanoparticules

Pour afficher l'influence de φ_{hnf} sur le transfert de chaleur. Figure V.VI.6a. Montre les variations de \overline{Nu} en termes de φ_{hnf} à $Re = 15000$ en utilisant le nanofluides hybride $Al_2O_3 - MgO/eau$ avec diverses formes de nanoparticules comme fluide de travail. Les résultats ont démontré que tous les nanofluides hybrides ont des valeurs de \overline{Nu} plus élevées que les valeurs de l'eau pure. De plus, l'augmentation de φ_{hnf} peut augmenter considérablement le taux de transfert de chaleur avec toutes les formes de nanoparticules. Car l'augmentation des valeurs de φ_{hnf} en améliorant les propriétés thermophysiques du nanofluides hybride, nous pouvons également remarquer que le changement d'une partie des nanoparticules sphériques par une autre forme des nanoparticules proposées peuvent améliorer le taux de transfert de chaleur, ce qui est dû à l'amélioration de la conductivité thermique des nanoparticules. D'une autre coté, peut-être le mouvement chaotique des nanoparticules est différent d'une forme à l'autre, ce qui conduit à une différence d'épaisseur de la couche limite thermique, ce qui rend la quantité du grand échange d'énergie différente entre les configurations des nanoparticules utilisées dans cette étude. La configuration des nanoparticules sphériques avec plaque ou cylindrique donne de meilleures valeurs \overline{Nu} par rapport aux autres formes de nanoparticules.

Figure V.VI.6b. Montre la variation de Δp en fonction de φ_{hnf} pour différentes formes de nanoparticules à $Re = 15000$. Les résultats démontrent que Δp augmente en augmentant les valeurs de φ_{hnf} avec toutes les configurations des nanoparticules utilisées. En général, la dispersion de nanoparticules au fluide de base augmente la viscosité et la densité du nanofluides

hybride, renforçant ainsi la cohésion des particules, de sorte que la force visqueuse augmente, contribuant à une augmentation de Δp , entraînant de mauvaises performances du système et une consommation d'énergie excessive. La découverte a également révélé que l'ajout des nanoparticules sous forme plaque (PI) à des nanoparticules sous forme sphérique (Sph) donnent des valeurs de Δp plus élevées par rapport à d'autres formes de nanoparticules. La cohésion entre les particules varie considérablement d'une forme à l'autre et montre des valeurs plus élevées lorsqu'elle est utilisée sous forme de plaquettes. En outre, la modification de la deuxième forme des nanoparticules peut également améliorer la viscosité du nanofluide hybride, augmentant les forces visqueuses; donc les valeurs de Δp augmentent. Par exemple, l'augmentation de la valeur de Δp pour $\varphi_{hnf} = 5\%$ lors de l'utilisation des configurations des nanoparticules: sphérique + plaquettaires est d'environ 76 % par rapport au fluide de base. Cela démontre que la configuration sphérique + plaquettes avec des valeurs plus élevées de φ_{hnf} a une perte de puissance de pompage plus élevée par rapport aux autres configurations des nanoparticules.

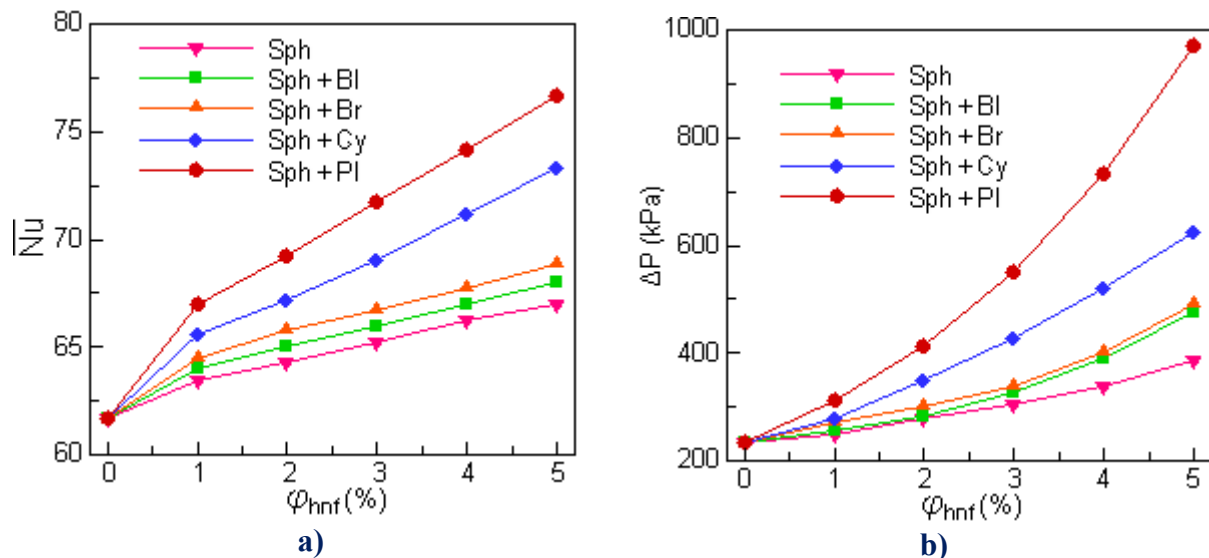


Figure V.VI.6. Effet de φ_{hnf} on a) \overline{Nu} et b) ΔP à différentes configurations de nanoparticules

V.VI.5.3. Contours du nombre de Nuseelt

Figure V.VI.7. Montre la distribution des contours de Nu sur la surface cible pour différentes configurations de nanoparticules à $Re = 15000$ et $\varphi_{hnf} = 5\%$. D'après les résultats obtenus, on peut voir que les valeurs les plus élevées de Nu sont obtenues au point de stagnation, et ces valeurs varient d'une configuration à l'autre. Toutes les configurations des nanoparticules utilisées dans cette étude ont des valeurs de Nu plus élevées que l'eau pure. De plus, les résultats

ont indiqué que tous les nanofluides hybrides binaires utilisés dans cette étude avaient des valeurs de Nu plus élevées que l'eau pure. L'utilisation de la configuration de nanoparticules sphériques + plaque peut augmenter la conductivité thermique du nanofluide hybride, permettant une augmentation du taux de transfert de chaleur par rapport à d'autres configurations.

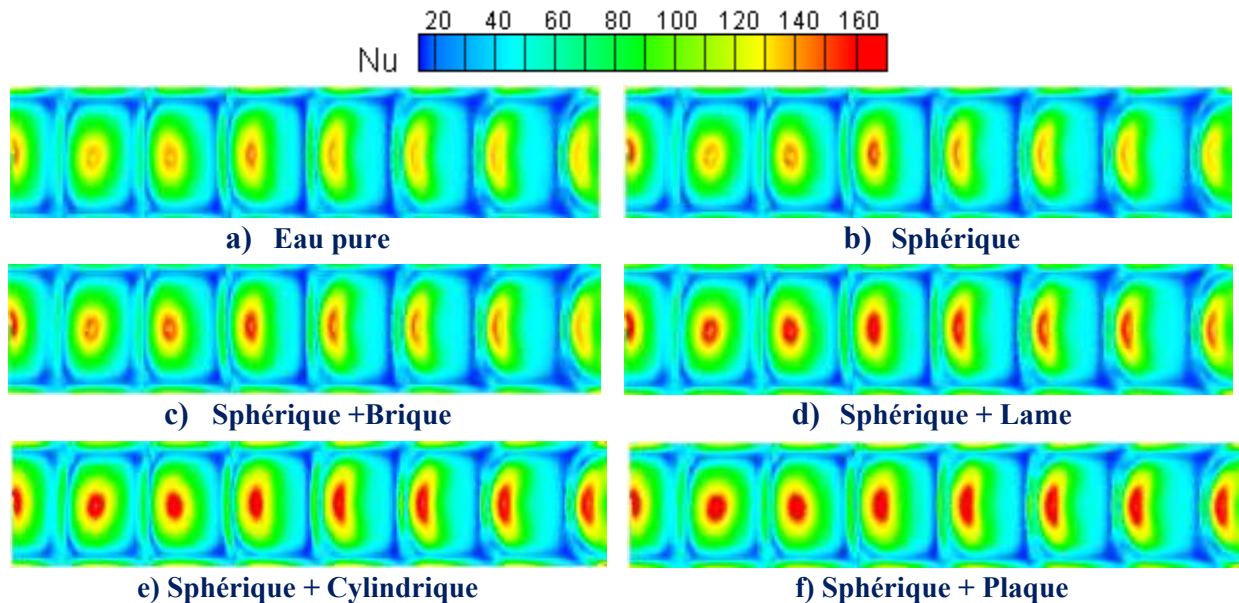


Figure V.VI.7. Répartition des contours de Nu sur la surface cible à différentes configurations de nanoparticules

V.VI.5.4. Effet des trous de jet prolongés

Pour afficher le comportement des jets entrants lors de l'ajout de trous de jet prolongés. Figure V.VI.8. Montre la variation axiale de la vitesse des jets sur le plan médian longitudinal pour le cas $Re = 15000$ et $\phi_{nmf} = 5\%$ en utilisant la configuration sphérique + plaque. Comme on peut le voir sur la figure ci-dessous, à $\alpha = 0$ l'écoulement transversal affecte l'écoulement du jet, en particulier les jets aval, et entraîne une déviation de l'écoulement du jet vers l'aval. Par conséquent, l'ajout de trous de jet étendus (α) a minimisé les effets néfastes du flux croisé sur la configuration du jet. De plus, les résultats montrent que l'augmentation de α réduit le contact croisé entre le flux et le flux transversal dans le canal. Les évaluations numériques de cette analyse ont montré que la vitesse du fluide impactant à $\alpha = 0$ sur la surface chauffée était légèrement inférieure à la vitesse de sortie des trous des jets à $1 \leq \alpha \leq 4$. D'autre part, l'augmentation de la longueur des trous de jet s'étendant vers la surface cible a conduit à une augmentation de la vitesse du nanofluide hybride

à la surface chaude lors de sa collision. En conséquence, les buses étendues peuvent améliorer le taux de transfert de chaleur à la surface cible.

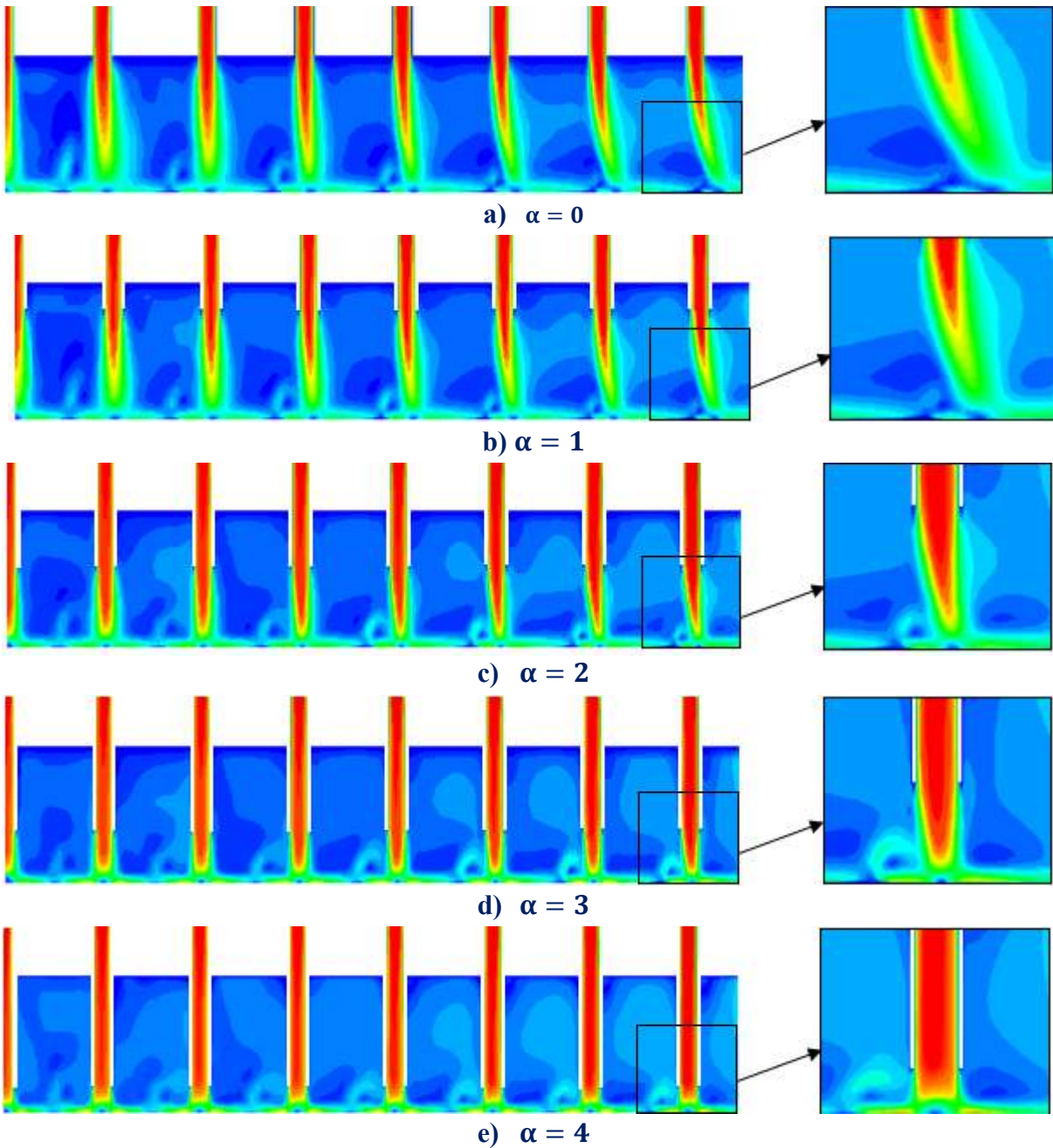


Figure V.VI.8. Variations de vitesse des jets dans le plan médian longitudinal

La distribution de Nu sur la zone cible à $Re = 5000$ et 15000 avec $\phi_{hnf} = 5\%$ en utilisant un nanofluide hybride binaire (Al_2O_3 avec forme sphérique + MgO avec forme plaque / eau) peut être représentée sur la Figure V.VI.9. Les résultats révèlent que les valeurs les plus significatives de Nu sont obtenues au point de stagnation. Les valeurs de Nu augmentent avec les valeurs de

nombre de Reynolds. Ce fait est dû à la plus grande force de turbulence de l'écoulement, qu'est générée avec l'augmentation des valeurs de Re . De plus, l'augmentation de Re contribue à l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur. Ce qui conduit à son tour à augmenter les gradients de vitesse et de température, ce qui signifie que l'épaisseur de la couche limite thermique avec la surface cible diminue, ce qui augmente considérablement les valeurs de Nu , et améliorant ainsi le taux de transfert de chaleur. Finalement, on voit sur la figure ci-dessous que l'ajout d'un trou de jet étendu a soulevé le Nu le long de la surface chauffée. Cependant, l'amélioration la plus significative du taux de transfert de chaleur est obtenue lorsque $\alpha = 4$, et la plus faible à $\alpha = 0$.

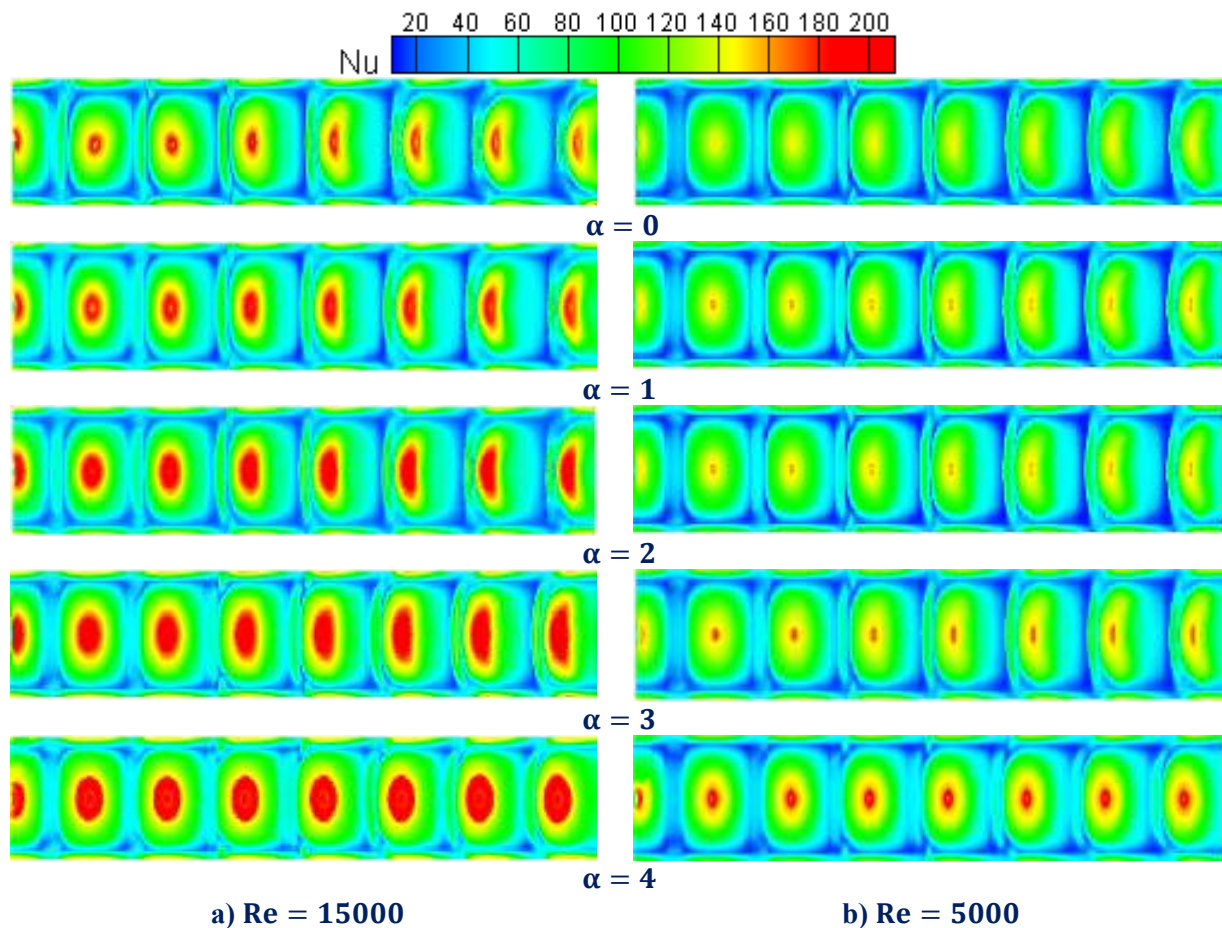


Figure V.VI.9. Influence de α sur les contours de Nu

Pour afficher l'influence de l'ajout de trous de jets étendus sur le taux de transfert de chaleur. Figure V.VI.10a. Montre les variations de \overline{Nu} en termes de Re à divers trous de jet sans dimension ($0 \leq \alpha \leq 4$) avec $\varphi_{hnf} = 5\%$ en utilisant Al_2O_3 (sphérique) + MgO (plaque) / eau nanofluide hybride. Les résultats ont démontré que les augmentations de α peuvent considérablement augmenter le taux de transfert de chaleur avec tous les nombres de Reynolds. Selon les résultats

obtenus sur Figure V.VI.10a. L'augmentation de la longueur des trous de jet étendus vers la surface cible a conduit à une augmentation de la vitesse du nanofluid hybride. Ainsi, chacune des valeurs des gradients de température et de vitesse augmente, ce qui signifie que l'épaisseur de la couche limite thermique diminue, ce qui se traduit par une amélioration significative du taux de transfert de chaleur. L'amélioration maximale des valeurs de \overline{Nu} a été trouvée à $Re = 15\ 000$ et $\alpha = 4$, où le transfert de chaleur s'est amélioré de 30 % pour $\alpha = 4$ par rapport à $\alpha = 0$.

Figure V.VI.10b. illustre la variation de la chute de pression (Δp) par rapport à différents Re en utilisant un nanofluid hybride Al_2O_3 (sphérique) + MgO (plaque) pour divers trous de jet étendus sans dimension à $Re = 15000$ et $\varphi_{hnf} = 5\%$. Les données ont indiqué que l'augmentation de la longueur des trous de jet étendus ($1 \leq \alpha \leq 4$) donne une valeur Δp plus élevée par rapport aux trous de jet non étendus ($\alpha = 0$). Cela peut être provoqué par la réduction de la section transversale du canal en augmentant la longueur des trous de jet s'étendant vers la surface cible. D'autre part, la présence des trous de jets augmente la résistance à l'évacuation du flux transversal en augmentant l'intensité de la turbulence dans le canal. Un autre paramètre qui peut conduire à une perte de charge plus élevée est la pression statique au point de stagnation, qui augmente avec l'augmentation de la longueur des trous des jets étendus. Les résultats ont également montré que les valeurs Δp les plus élevées étaient atteintes au maximum Re et α . Par exemple, pour $Re = 15000$ et $\alpha = 4$, Δp augmenté de 9,5 % par rapport à $\alpha = 0$.

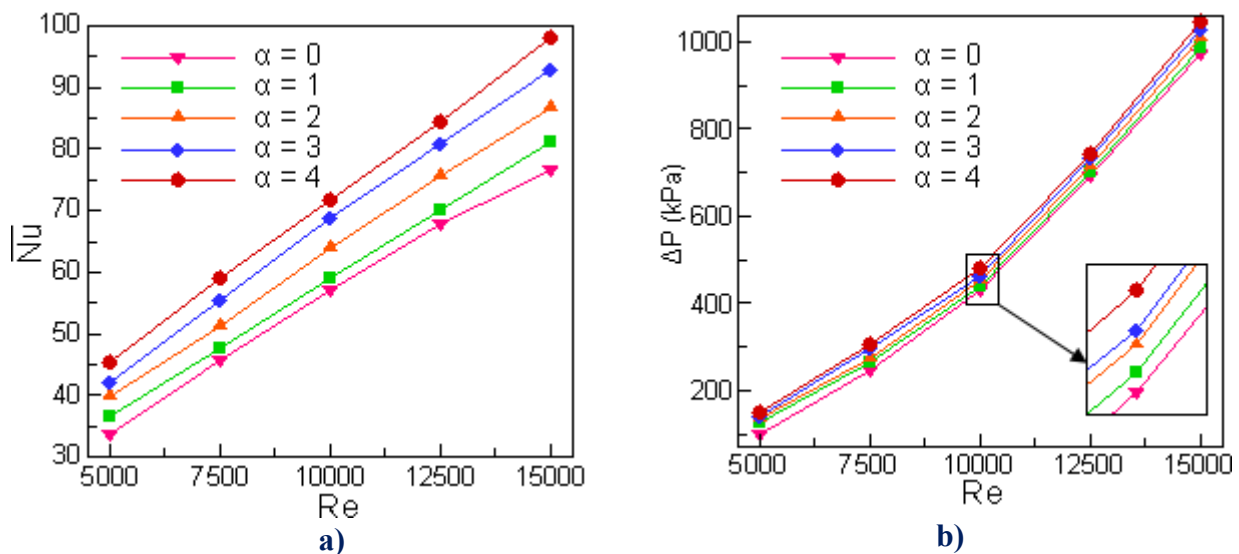


Figure V.VI.10. Effect of Re on a) \overline{Nu} et b) Δp at different α

V.V.6. CONCLUSION

Dans la présente étude, une analyse numérique de l'impact de jet refroidissant une surface isotherme à l'aide de trous de jet étendus avec divers nanofluides hybrides binaires a été réalisée. L'effet de différentes configurations constituées de plusieurs formes et types de nanoparticules, φ_{hnf} , Re et la longueur des trous de jet étendus (α) sur le transfert de chaleur et la pression de chute sont discutés en profondeur. Les résultats suivants sont obtenus:

- ✚ Le transfert de chaleur est amélioré en augmentant Re et φ_{hnf} .
- ✚ La combinaison de la forme des nanoparticules sphériques avec une autre forme de nanoparticules proposée dans l'étude actuelle (brique, lame, cylindrique et plaque) améliore le taux de transfert de chaleur plus élevé qu'en utilisant uniquement des nanoparticules sphériques.
- ✚ L'utilisation d'un nanofluide hybride binaire avec toutes les configurations de nanoparticules donne des valeurs élevées de \overline{Nu} par rapport à l'eau pure. Pour $Re = 15000$ et $\varphi_{hnf} = 5\%$ avec la configuration sphérique + plaque, on peut améliorer le taux de transfert de chaleur jusqu'à 21%.
- ✚ Une augmentation considérable du taux de transfert de chaleur a été obtenue lors de l'utilisation des configurations de nanoparticules Al_2O_3 et MgO avec les formes sphérique et plaquettaire, respectivement.
- ✚ Le nombre de Nusselt maximum se trouve au point de stagnation.
- ✚ Pour un Re et un φ_{hnf} donnés, les valeurs de Δp produites par le nanofluide hybride Al_2O_3 (sphérique) + MgO (plaque) / eau sont supérieures à celles obtenues avec les autres configurations.
- ✚ L'utilisation d'un nanofluide hybride binaire donne des valeurs élevées de Δp par rapport à l'eau pure; Ces résultats sont obtenus avec toutes les configurations de nanoparticules.
- ✚ L'ajout des trous de jet prolongés augmente considérablement le taux de transfert de chaleur par rapport aux trous de jet non étendus, en particulier à $\alpha = 4$, où l'augmentation du transfert de chaleur peut atteindre 30 %.
- ✚ L'augmentation de la longueur des trous de jet prolongés augmente Δp dans le système.



Partie VI

**Analyse tridimensionnelle du transfert de chaleur
et de la production d'entropie d'un jet impactant
de nanofluide hybride refroidissant un dissipateur
thermique rempli de milieu poreux**



V.VII.1. OBJECTIF

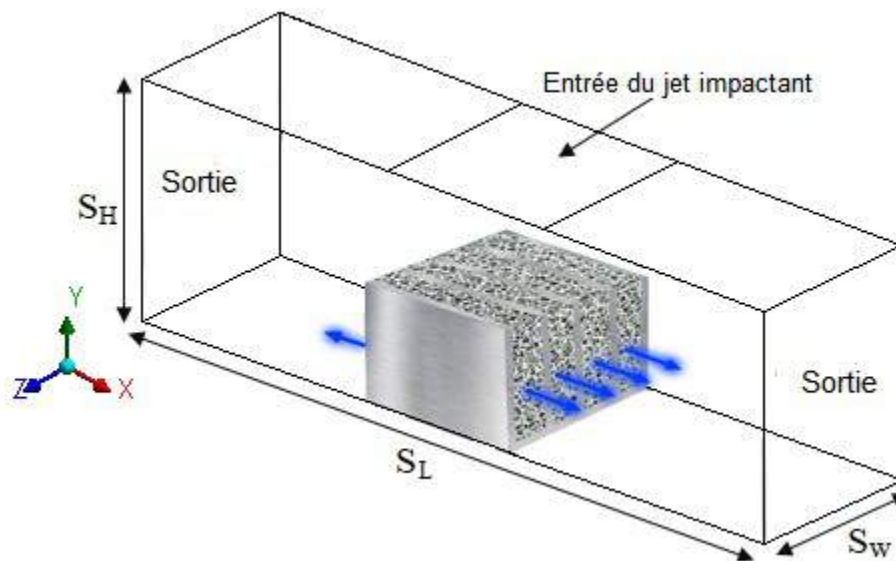
La dispersion de température sur la face supérieure du CPU a une influence significative sur sa durée de vie. D'un autre côté, un gradient de température important a un impact négatif sur la longévité du processeur et la puissance de traitement. C'est pourquoi, ces dernières années, un accent particulier a été mis sur le développement de techniques innovantes telles que les dissipateurs thermiques, les nanofluides, la mousse poreuse et les jets impactant, qui contribuent à accélérer la dissipation thermique de ces équipements. De plus, une augmentation significative du processus de convection pour améliorer le taux de transfert de chaleur en augmentant la vitesse peut endommager les appareils électroniques tels que le CPU en raison de l'effet important du fluide de travail sur le CPU. Dans cette étude, une évaluation numérique a été effectuée sur le transfert de chaleur et la production d'entropie d'un dissipateur thermique tridimensionnel exposé à un jet d'impact, où la zone entre les ailettes du dissipateur thermique est remplie de mousse d'aluminium saturée de $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} / \text{eau}$ Nanofluide hybride. Le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer avec l'équilibre thermique local a été considéré. Dans toutes les analyses réalisées, nous avons considéré que les concentrations volumétriques totales de nanoparticules (φ_{hnf}) étaient constituées de 70 % φ_{hnf} de oxide aluminum (Al_2O_3) et 30 % φ_{hnf} de cuivre (Cu). Les effets de divers paramètres importants tels que le nombre de Reynolds ($400 \leq \text{Re} \leq 1600$), les concentrations volumétriques ($1\% \leq \varphi_{hnf} \leq 5\%$), le nombre de Darcy ($10^{-5} \leq \text{Da} \leq 10^{-1}$), la porosité ($0.1 \leq \varepsilon \leq 0.6$) et le diamètre des nanoparticules ($20\text{nm} \leq \text{dn} \leq 60\text{nm}$) sur l'écoulement du fluide, le transfert de chaleur, la chute de pression ont été étudiés. Nous avons également évalué l'énergie utile dissipée et la dégradation des performances du système d'ingénierie que nous avons étudié à l'aide du concept d'entropie et de ses types.

V.VII.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME

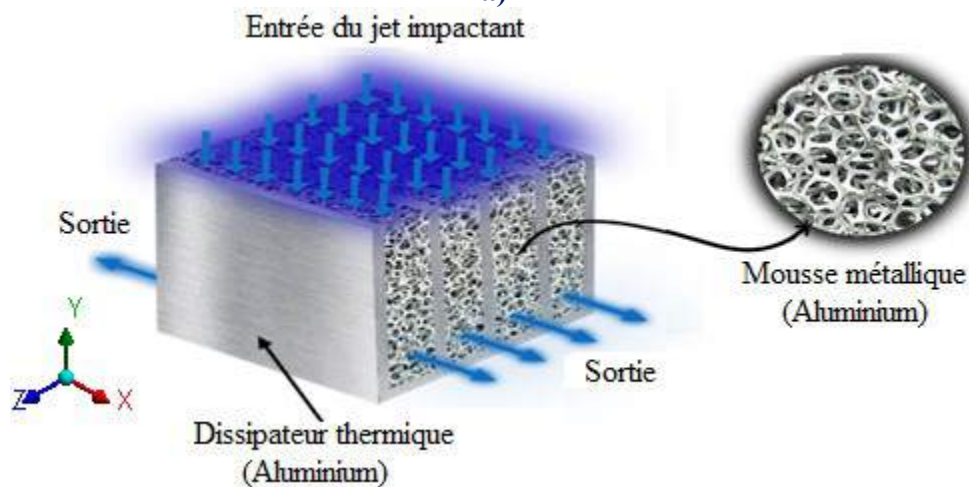
Le modèle physique considéré est un dissipateur thermique tridimensionnel situé sur un CPU réel refroidi par un jet impactant de nanofluide hybride $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} / \text{eau}$. La Figure V.VII.1. Montre la géométrie étudiée dans l'étude actuelle et le domaine de calcul. Dans la recherche actuelle, la technique de modélisation a été tirée d'un véritable mécanisme de refroidissement du CPU, où nous étudierons l'effet de l'ajout de mousse métallique entre les ailettes du dissipateur thermique placées sur le CPU en raison de la grande importance de cette mousse dans l'amélioration du taux de transfert de chaleur. Le nanofluide hybride de refroidissement traversant

ce dissipateur thermique depuis le côté supérieur a été considéré comme un jet impactant avec une vitesse constante V_j ($0.02 \text{ m/s} \leq V_j \leq 0.08 \text{ m/s}$) et une température de $T_{in} = 298 \text{ K}$, comme le montre la Figure V.VII.1. Nous avons supposé que la surface du CPU a une température fixe de $T_h = 343 \text{ K}$.

Les caractéristiques géométriques du dissipateur thermique et de domaine de calcul actuel sont: $\frac{H}{D_h} = 1$, $\frac{L}{D_h} = 1$, $\frac{W}{D_h} = 1$, $\frac{D}{D_h} = \frac{t}{D_h} = 0.15$, représentant respectivement la hauteur, la longueur, la largeur, la distance entre les ailettes et l'épaisseur des ailettes. De plus, les dimensions du domaine de calcul sont $\frac{S_H}{D_h} = 1.5$, $\frac{S_L}{D_h} = 5$, $\frac{S_W}{D_h} = 1$, où elles représentent respectivement la hauteur, la longueur et la largeur. Où D_h représente le diamètre hydraulique ($D_h = 2L$) avec $L = 20 \text{ mm}$.



a)



b)

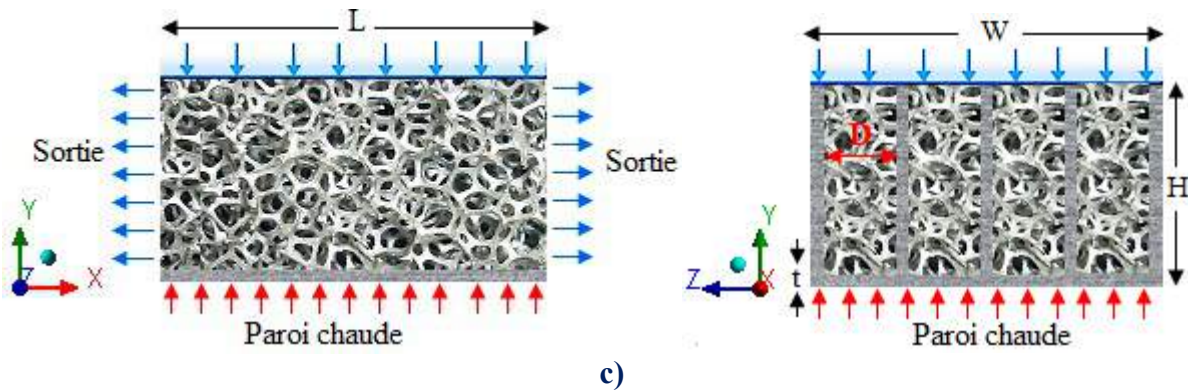


Figure V.VII.1. Représentation graphique du problème

V.VII.3. SOLUTION NUMÉRIQUE

Dans cette analyse, une approche de volumes finis a été utilisée pour résoudre le modèle physique fourni par les formules gouvernantes, les conditions aux limites, les caractéristiques du nanofluide et de la mousse d'aluminium. Les solutions de calcul pour les variables données ont été produites à l'aide du logiciel Ansys Fluent 14.5 [197]. Le problème des domaines couplés pression- vitesse liés à la quantité de mouvement a été résolu par l'approche SIMPLE proposée par Patankar [202]. Le schéma UPWIND [201] du second ordre discrétise les termes convectifs dans les équations gouvernantes. Alors que les termes diffusifs dans les équations sont traités par le schéma de différence centrale du second ordre. L'écoulement du fluide et la précision du transfert de chaleur ont été étudiés en utilisant un maillage à mailles fines près des parois du dissipateur thermique pour déterminer le maillage de calcul optimal et s'assurer que les résultats étaient indépendants du nombre de maillage. En d'autres termes, nous avons augmenté la densité du maillage le long des parois du dissipateur thermique jusqu'à ce que nous atteignons une variation des résultats acquis ne dépassant pas 1 %. Pour obtenir une solution convergente, toutes les équations sont résolues séquentiellement. Les critères de convergence pour les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie sont fixés à 10^{-5} , 10^{-5} et 10^{-6} , respectivement. La Figure V.VII.2. Affiche une représentation détaillée du maillage appliqué. Dans la présente étude, le fluide de base et les nanoparticules utilisées sont listées dans le Tableau III.3. Les expressions mathématiques (6,18, 21 et 22) mentionnées au chapitre III, ont été utilisées pour calculer les propriétés thermophysiques de nanofluide hybride utilisé. Je précise que la conductivité thermique est liée à la température, donc son expression mathématique utilisée a été programmée à l'aide du code C++, puis intégrées dans logiciel Ansys Fluent.

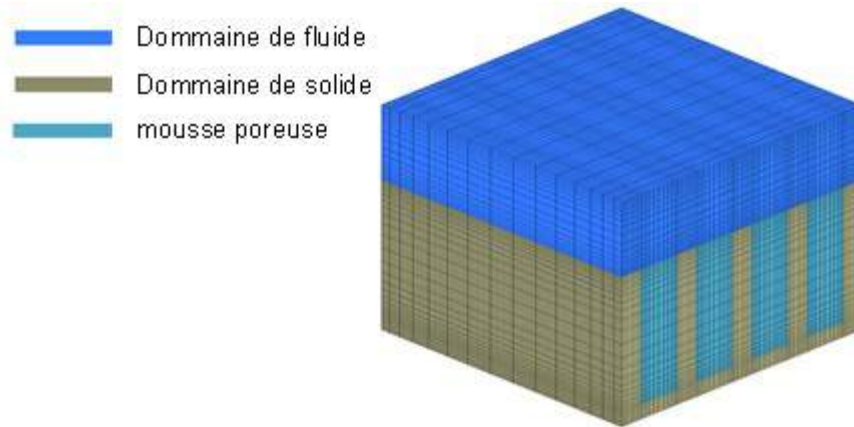


Figure V.VII.2. Représentation détaillée du maillage appliqué

V.VII.4. EFFET DE MAILLAGE

La structure du maillage est essentielle dans le domaine du calcul pour la précision des résultats obtenus et les performances de modélisation. En conséquence, une densité de maillage élevée est nécessaire pour la région d'écoulement et sur le dissipateur thermique ciblée, où les fluctuations de vitesse et de température sont importantes. Dans le présent examen, l'évaluation indépendante du maillage a été réalisée dans la situation suivante : le fluide de travail est $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} / \text{eau}$ hybride nanofluide, $\text{Re} = 1600$, $\varphi_{hnf} = 5\%$, $\varepsilon = 0.4$, $\text{Da} = 10^{-1}$ et $\text{dn} = 40 \text{ nm}$. Cinq (5) maillages discrets avec différents nombres de nœuds de 1336085, 1531075, 1870840, 2169947 et 2377780 ont été choisis. Sur la base des informations acquises à partir de la simulation (voir Tableau V.VII.1.), nous pouvons observer que la variation entre les valeurs $\overline{\text{Nu}}$ trouvées dans les cas 4 (2169947 nœuds) et 5 (2377780 nœuds) est insignifiante. Le maillage avec 2169947 nœuds a été sélectionné pour les simulations pour obtenir les résultats, car il offre un compromis approprié entre le temps de calcul et la précision de la solution, nous nous appuyerons donc sur ce maillage dans toutes les situations que nous avons examinées.

Tableau V.VII.1. Effet de maillage

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4	Maillage 5
Nœuds	1336085	1531075	1870840	2169947	2377780
$\overline{\text{Nu}}$	69.643	72.551	74.105	75.021	75.513
Erreur	-	4.008%	2.097 %	1.221 %	0.651 %

Les variables sans dimension utilisées dans cette étude sont mentionnées ci-dessous:

$$X = \frac{x}{D_h^2}, \quad Y = \frac{y}{D_h^2}, \quad Z = \frac{z}{D_h^2}, \quad U = \frac{u}{v_j}, \quad V = \frac{v}{v_j}, \quad W = \frac{w}{v_j} = 0, \quad \theta = \frac{T - T_{in}}{T_h - T_{in}}, \quad P = \frac{p}{\rho v_j^2}$$

$Re = \frac{\rho v_j D_h}{\mu}$, $Da = \frac{K}{D_h^2}$. Pour plus d'informations sur la façon de rendre les résultats sans dimension, voir l'article [215].

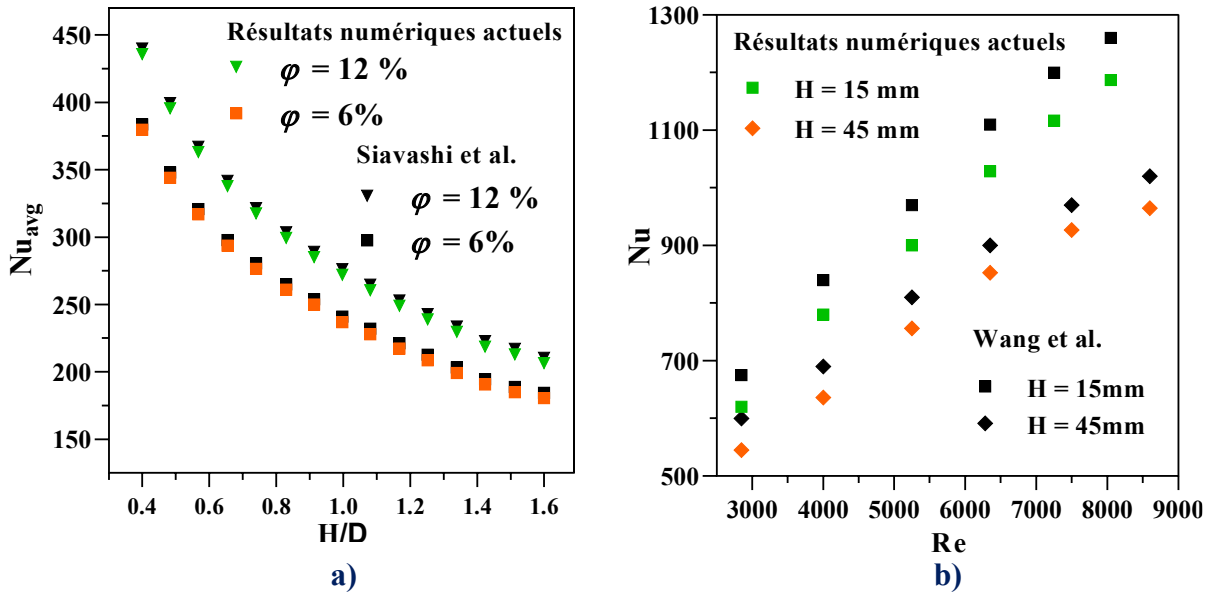
V.VII.5. RÉSULTATS

V.VII.5.1. Validation

Avant de commencer la simulation, nous avons vérifié la méthode numérique utilisée dans ce travail en comparant les résultats actuels aux données numériques et expérimentales de Siavashi et al. [216] et wang et al. [128]. Dans la première comparaison, les chercheurs ont effectué une étude numérique sur le flux et l'échange de chaleur d'un jet entrant à partir d'un nanofluide traversant un dissipateur thermique cylindrique poreux, alors que le liquide de refroidissement s'écoule uniformément à travers le matériau poreux sur la surface chaude. Les chercheurs ont évalué de nombreux impacts, et nous avons choisi l'influence du rapport d'aspect (H/D) pour vérifier la technique employée dans le présent examen. Tableau V.VII.2. Présentent respectivement les propriétés du nanofluide (Al₂O₃ – eau) et les caractéristiques de la mousse métallique qui ont été utilisées pour la validation. Figure V.VII.3a. Indique que le nombre moyen de Nusselt dans la paroi chauffée concorde très bien avec les données numériques de Siavashi et al. [216], où l'erreur entre nos estimations et les données numériques de Siavashi et al. [216] est inférieure à 2 %. Concernant la deuxième validation, les chercheurs ont évalué expérimentalement l'échange thermique et les propriétés des fluides de dissipateurs thermiques contenant de la mousse de cuivre entre leurs ailettes exposées au refroidissement par impact de jet, en considérant l'air comme liquide de travail. Pour prouver la faisabilité de l'approche utilisée dans l'étude existante, nous choisissons l'influence du nombre de Reynolds (Re) sur le nombre de Nusselt moyen en gardant à l'esprit la hauteur des ailettes (H). Figure V.VII.3b. Montre les différences entre les nombres moyens de Nusselt et de Reynolds en accord avec les résultats de l'expérience de Wang et al. [128] avec une erreur inférieure à 4 % entre nos estimations et leurs résultats. En conséquence, il est possible de déduire que l'approche numérique utilisée peut résoudre le problème étudié avec une précision et une fiabilité adéquates.

Tableau V.VII.2. Caractéristiques de la mousse métallique utilisée pour la validation

	ϵ	Da	K	Re	C_E	k_{eff} / k_f
Siavashi et al.	0.9118	2×10^{-4}	-	10000	0.085	1
Wang et al.	0.918	-	5.167×10^{-8}	3000 – 9000	0.03696	-



V.VII.5.2. Champ dynamique et thermique

Pour donner aux lecteurs une vision complète du comportement dynamique et thermique du nanofluides hybride dans le domaine calcul. Figure V.VII.4. représente la ligne de courant de vitesse et les contours de température pour Da égal à 10^{-5} et 10^{-1} avec $Re = 800$, $\phi_{hnf} = 5\%$, $\epsilon = 0.6$ et $dn = 40nm$. À travers les résultats de simulation obtenus, nous concluons que l'augmentation des valeurs de Darcy provoque une baisse des contours de température. Aux valeurs inférieures de Da, nous notons que le champ thermique couvre une grande partie sur le dissipateur thermique, et la raison en est peut-être la difficulté de pénétrer le fluide hybride dans le matériau poreux. Tandis que, l'augmentation des valeurs de Darcy permet au fluide de travail de pénétrer le matériau poreux en grande quantité, ce qui permet d'améliorer le taux d'échange thermique. Les résultats obtenus peuvent s'expliquer en illustrant les lignes de courant de la vitesse, où nous remarquons que la densité des lignes de courant dans l'espace entre les ailettes du dissipateur thermique augmente à mesure que les valeurs de Darcy augmentent, contribuant au transfert de la plus grande quantité de chaleur à l'extérieur du champ de calcul. À la valeur de Darcy minimale

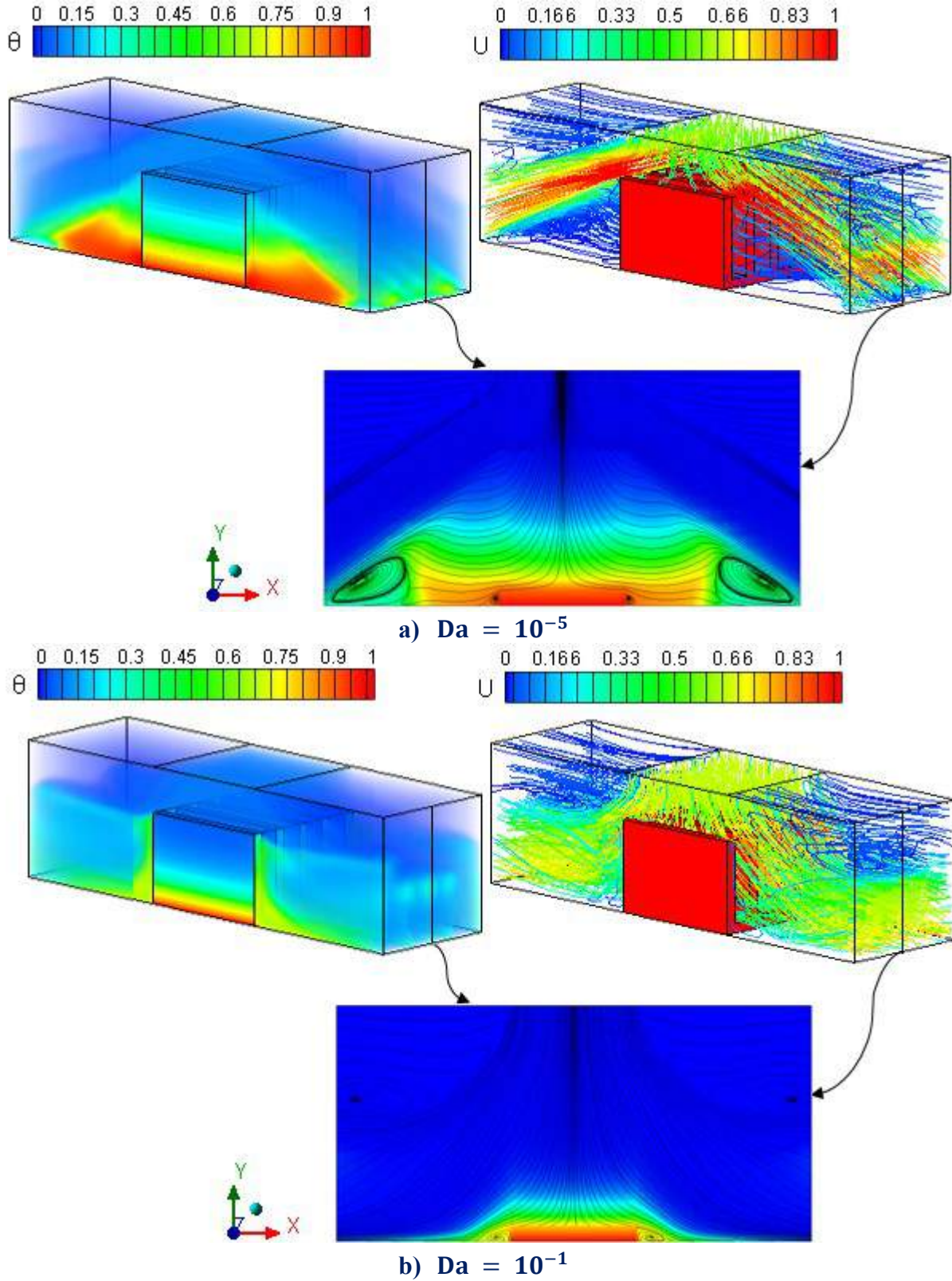


Figure V.VII.4. Contours de la ligne de courant de température et de vitesse

($Da = 10^{-5}$), les pores deviennent très étroits, ce qui empêche le nanofluide hybride de pénétrer dans le matériau poreux. D'autre part, on voit que le fluide affecte la face supérieure du dissipateur et repart vers la sortie, entraînant la formation de tourbillons à côté de la face latérale du dissipateur. Étant donné que les tourbillons à côté des dissipateurs de chaleur dans le domaine 3D ne pouvaient pas être affichés au lecteur, nous avons créé un plan au milieu du champ physique et affiché les températures et les lignes de courant les unes sur les autres.

V.VII.5.3. Contours de température

Pour démontrer l'influence des nombres de Darcy et Reynolds sur la distribution des contours de température sur les faces du radiateur. Figure V.VII.5. Montre la distribution des contours de température statique pour divers nombres de Darcy ($10^{-5} \leq Da \leq 10^{-1}$) et Reynolds ($400 \leq Re \leq 1600$) avec $dn = 40$ nm, $\varepsilon = 0.6$ et $\varphi_{hnf} = 5\%$. L'analyse révèle que les valeurs de température les plus basses se trouvent sur le côté supérieur des ailettes du dissipateur thermique, où ces valeurs commencent à augmenter vers le côté inférieur du dissipateur thermique. L'explication en est que le dissipateur de chaleur est soumis à une température constante du côté inférieur. Tandis que l'entrée du jet d'impact de nanofluide hybride se trouve sur le côté supérieur des ailettes du dissipateur de chaleur, de sorte que le processus de transfert de chaleur sur le côté supérieur des ailettes du dissipateur de chaleur est grand puis commence à diminuer. De plus, les résultats de la recherche indiquent que l'augmentation de la valeur de nombre de Reynolds entraîne une réduction de la température à mesure que le mécanisme de convection s'améliore. D'autre part, les résultats de la simulation suggèrent que lorsque les valeurs de Darcy diminuent, la distribution de température devient plus intense et ses valeurs augmentent fortement. Parce qu'une diminution des valeurs de Darcy réduit la perméabilité du matériau poreux, le nanofluide hybride a du mal à pénétrer dans le milieu poreux, ce qui entraîne une élévation des valeurs de température sur les côtés du dissipateur thermique.

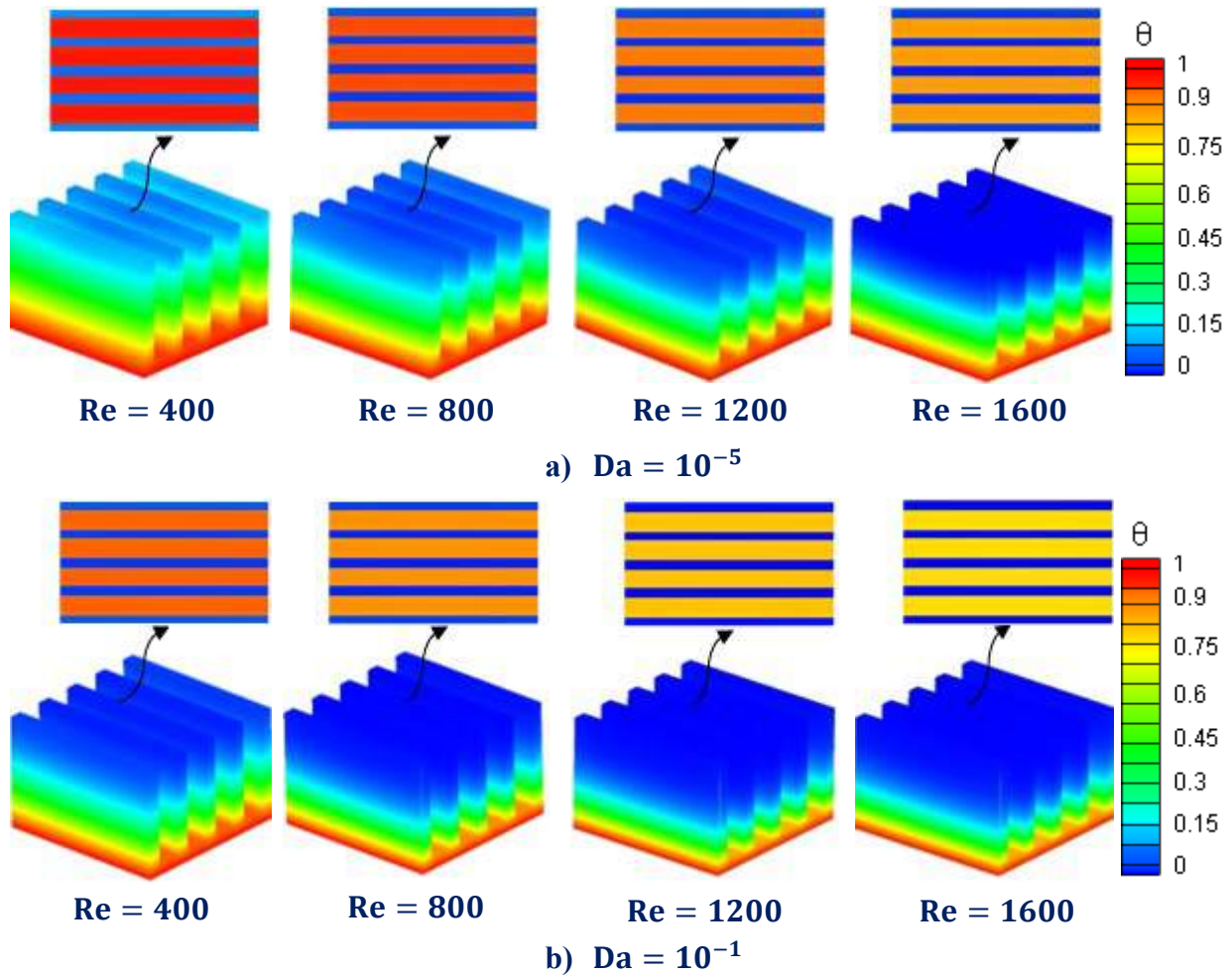


Figure V.VII.5. Contours de température sur les faces du dissipateur thermique

V.VII.5.4. Nombre de Nusselt

Figure V.VII.6a. Illustre la variation de nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}) sur les faces du dissipateur thermique en fonction de porosité ϵ à diverses concentrations des nanoparticules (ϕ_{hnf}). Selon les résultats obtenus, \overline{Nu} s'améliore dans tous les cas avec la croissance de la concentration des nanoparticules en raison d'une amélioration de la conductivité thermique du liquide de travail. Comme prévu, l'augmentation de ϕ_{hnf} est une stratégie réalisable pour améliorer la transmission de chaleur. De plus, les résultats démontrent qu'à mesure que la porosité (ϵ) augmente, les valeurs de \overline{Nu} sont améliorées, alors que les faibles valeurs de ϵ contribuent à un ralentissement de l'échange thermique, ce qui est l'inverse de ce qui se produit lorsque ϵ est élevé. L'incapacité du nanofluides hybrides à pénétrer dans la couche poreuse dans la plage étudiée de concentrations de nanoparticules peut être l'explication logique de ces résultats (lorsque la

porosité est faible, le taux de transmission de chaleur diminue). À titre d'exemple, pour $\varepsilon = 0.6$ et $\varphi_{hnf} = 5\%$, l'amélioration de \overline{Nu} est jusqu'à 23% par rapport au fluide de base ($\varphi_{hnf} = 0\%$).

Figure V.VII.6b. Montre la variation de la pression de chute (ΔP) en fonction de ε à différents φ_{hnf} . Sur la base des données acquises, les valeurs de ΔP augmentent sensiblement avec toutes les valeurs de φ_{hnf} . Cela pourrait être attribué à une augmentation de la concentration de nanoparticules, qui contribue à une élévation de la viscosité et de la densité du nanofluide hybride. Lorsque nous élevons les valeurs de ε , nous constatons une baisse des valeurs de ΔP . Cela est dû à une augmentation de la zone de déplacement du fluide, ce qui contribue à une diminution des forces de cisaillement de frottement du fluide à l'intérieur du matériau poreux, conduisant le fluide à se déplacer rapidement, et contribuant ainsi à des valeurs de ΔP plus faibles. Pour $\varepsilon = 0.6$ et $\varphi_{hnf} = 5\%$, on observe que l'amplification en ΔP est jusqu'à 18 % par rapport au liquide de base ($\varepsilon = 0.6$ and $\varphi_{hnf} = 0\%$).

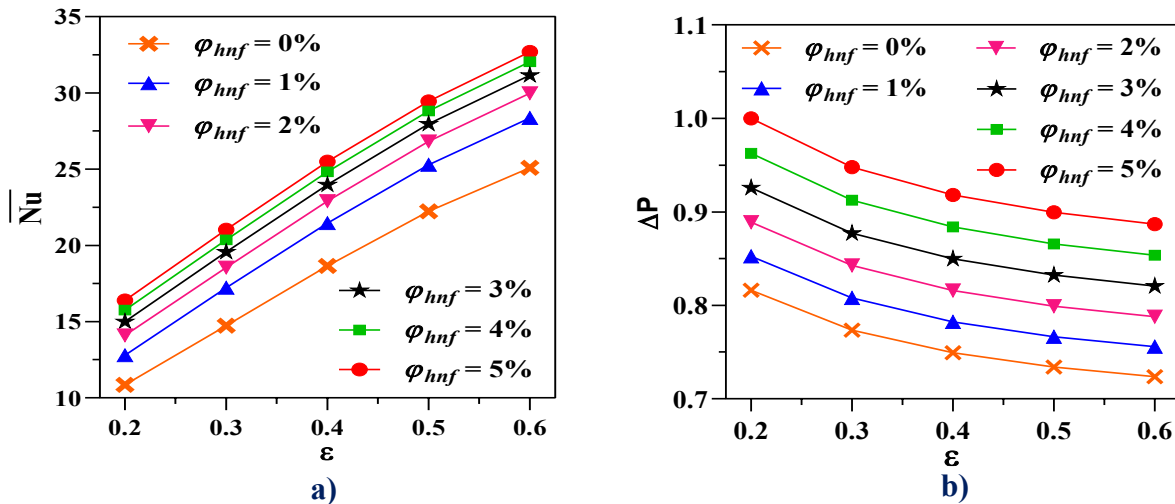


Figure V.VII.6. Variations de a) \overline{Nu} and b) Δp en termes de ε à différents φ_{hnf}

V.VII.5.5. Effet du diamètre des nanoparticules

La Figure V.VII.7a. Montre comment le \overline{Nu} varie en fonction de d_n avec différents φ_{hnf} pour $Re = 800$ et $\varepsilon = 0,4$. Les résultats de l'étude ont révélé que les valeurs de \overline{Nu} diminuent à mesure que le diamètre des nanoparticules augmente, car à la même concentration de nanoparticules, le nombre de nanoparticules de petit diamètre est supérieur à celui des nanoparticules de grand diamètre. Ce qui entraîne une augmentation du mouvement brownien dans l'écoulement et conduit ainsi à une augmentation de l'interaction entre le fluide de base et les

nanoparticules. Cela améliore les valeurs de conductivité thermique des nanofluides hybrides, ce qui se traduit par un taux d'échange de chaleur plus élevé. Lorsque nous augmentons φ_{hnf} , nous obtenons le même résultat, ce qui implique que le taux de transfert de chaleur augmente à mesure que φ_{hnf} augmente, et cela est dû à une amélioration des caractéristiques physiques du liquide de base. Nos résultats ont découvert que la réduction du diamètre des nanoparticules de $dn = 60$ nm à $dn = 20$ nm améliore le taux de transfert de chaleur jusqu'à 7 % pour la même fraction volumique de nanoparticules.

La Figure V.VII.7b. Représente la variation de Δp en fonction de dn à divers φ_{hnf} . Les observations impliquent que l'amplification des valeurs dn avec toutes les valeurs de φ_{hnf} réduit les valeurs Δp . ceci est causé par une chute de la viscosité du fluide avec une augmentation du diamètre pratique au même φ_{hnf} .

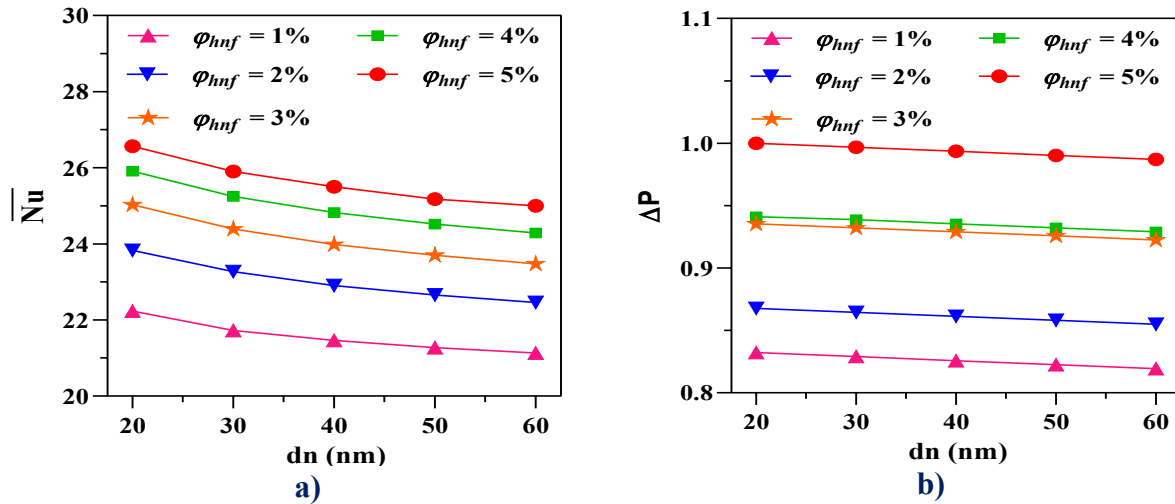


Figure V.VII.7. Variations de a) \overline{Nu} and b) Δp en termes de dn à différents φ_{hnf}

V.VII.5.6. Effet du nombre de Darcy

La Figure V.VII.8a. Illustre la relation entre \overline{Nu} et φ_{hnf} à différents Darcy avec $Re = 800$ et $\varphi_{hnf} = 4\%$. On peut observer que les valeurs de \overline{Nu} augmentent avec la montée de φ_{hnf} et Darcy. Le taux de transfert de chaleur augmente à mesure que les valeurs de φ_{hnf} augmentent en raison d'une amélioration de la conductivité thermique du liquide de base. Revenant à la définition du nombre de Darcy, une élévation de ce nombre signifie une augmentation de la perméabilité du milieu. D'autre part, une plus grande perméabilité indique une taille et une forme de pores plus élevées dans les milieux poreux, de sorte que davantage de nanofluides hybrides pénètrent dans la

couche poreuse, augmentant l'intensité des lignes de courant dans la zone entre les ailettes. Lorsque le nombre de Darcy monte à $Da = 10^{-1}$, la perméabilité du matériau poreux s'améliore, et le frottement du fluide hybride avec la couche poreuse diminue, conduisant à une amélioration du processus de convection et cela se traduit par une augmentation des valeurs de \overline{Nu} . De plus, une perméabilité plus faible ou Darcy plus faible résultant de la réduction du diamètre des pores tout en maintenant une porosité constante conduit à la formation d'une couche limite thermique plus épaisse en raison de la difficulté de pénétration du liquide dans la région poreuse, conduisant à une diminution de \overline{Nu} . Selon les résultats trouvés, nous avons observé que l'augmentation du nombre Darcy de $Da = 10^{-5}$ à $Da = 10^{-1}$ peut contribuer à une augmentation du taux d'échange de chaleur allant jusqu'à 72 %.

Figure V.VII.8b. Représente la variation de Δp en fonction de $\phi_{hnf} = 4\%$ à différents Darcy. Les données suggèrent que la croissance des valeurs de Darcy avec toutes les valeurs de ϕ_{hnf} diminue les valeurs de Δp . Par exemple à $\phi_{hnf} = 5\%$, la réduction de Δp peut atteindre 35 % lorsque Darcy passe de $Da = 10^{-5}$ à $Da = 10^{-1}$.

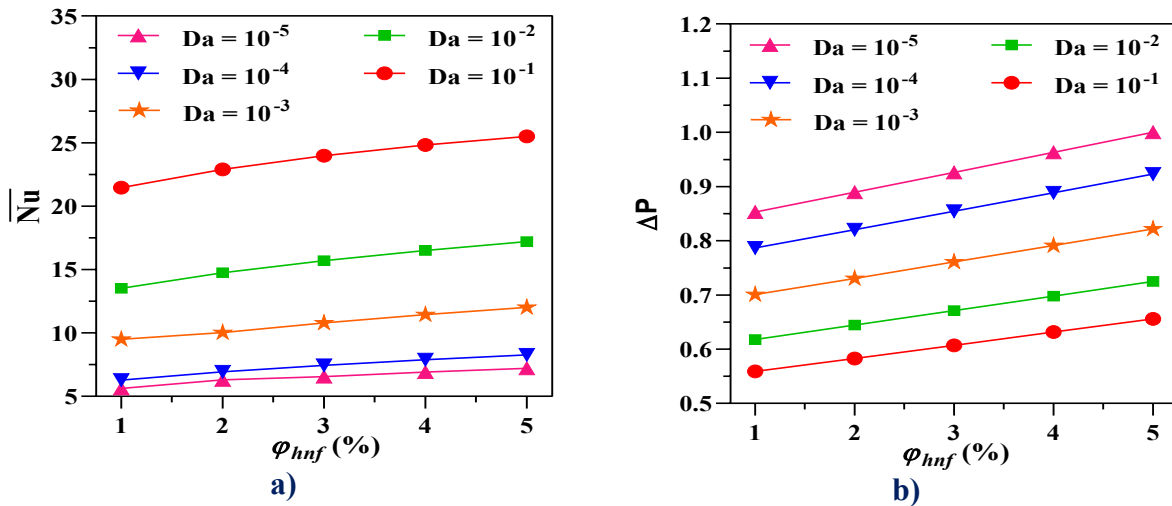


Figure V.VII.8. Variations de a) \overline{Nu} and b) Δp en termes de ϕ_{hnf} à différents Da

V.VII.5.7. Effet du volume de fraction des nanoparticules

Figure V.VII.9a. Montre la relation entre \overline{Nu} et Re à divers ϕ_{hnf} . Les résultats prouvent que les valeurs de \overline{Nu} s'améliorent à mesure que Re augmente. L'amélioration est due à l'augmentation de la convection, qui contribue à réduire l'épaisseur de la couche limite thermique. Les résultats ont également révélé que lorsque l'eau pure est remplacée par le nanofluide hybride

$\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu}/\text{eau}$, un transfert de chaleur plus important se produit sur les ailettes du dissipateur thermique. De plus, la transmission thermique s'améliore avec l'augmentation de φ_{hnf} du fait de l'amélioration de la conductivité thermique du fluide de base. Par conséquent, l'augmentation de Re et φ_{hnf} peut être considérée comme des facteurs importants dans l'amélioration du transport de chaleur. Dans l'enquête actuelle, nous avons découvert que pour les valeurs maximales de Re et φ_{hnf} , nous constatons que l'amélioration du taux de transfert de chaleur atteint jusqu'à 30 %.

Figure V.VII.9b. Montre l'évolution de Δp en fonction de Re pour plusieurs φ_{hnf} . La découverte suggère que la promotion des valeurs de Re avec tous les φ_{hnf} augmente Δp . Peut-être que l'augmentation de la vitesse des nanofluides hybrides provoque davantage de collisions de particules, entraînant une plus grande perte d'énergie cinétique, et par conséquent, un Δp plus élevé est généré. Nous avons remarqué que lorsque les valeurs de φ_{hnf} sont constantes, la hausse de Δp peut atteindre jusqu'à 90 % lorsque Re passe de 400 à 1600.

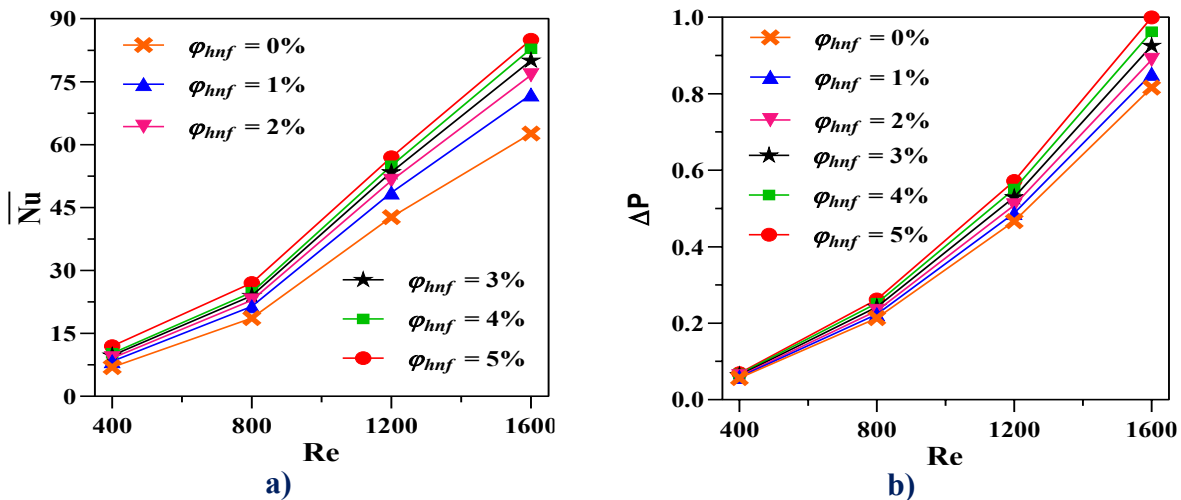


Figure V.VII.9. Variations de a) \overline{Nu} and b) Δp en fonction de Re à différents φ_{hnf}

V.VII.5.8. Effet de porosité

Figure V.VII.10a. Montre comment le \overline{Nu} change en fonction de ε pour une variété de Re à φ_{hnf} , $\text{Da} = 10^{-1}$ et $d_n = 40\text{nm}$. Les résultats montrent que le taux de transmission de chaleur s'améliore à mesure que la porosité augmente. Une explication raisonnable de ces résultats pourrait être la capacité des nanofluides hybrides à s'infiltrer en grande quantité dans le milieu poreux lorsque la porosité est élevée. De plus, l'augmentation des valeurs de ε améliore progressivement la circulation de l'écoulement du liquide de travail dans le milieu poreux. L'inverse se produit

lorsque la porosité est faible, ce qui signifie que le taux de transfert de chaleur diminue, et cela est dû à la difficulté du fluide à s'infiltrer à l'intérieur du matériau poreux, ce qui entraîne une diminution du contact entre le milieu poreux et le liquide. Par exemple, faire passer la porosité de $\varepsilon = 0.2$ à $\varepsilon = 0.6$ se traduit par une amélioration du \overline{Nu} atteignant jusqu'à 40 % pour $Re = 1600$. De plus, les résultats obtenus montrent que l'augmentation du Re augmente le taux d'échange thermique en raison du processus de convection d'amélioration.

Figure V.VII.10b. Illustre le changement de Δp vs ε pour divers Re . Selon les données, augmenter les valeurs de Re avec tous les ε favorisent Δp . Il est également intéressant de noter que lorsque les valeurs de ε augmentent, les valeurs de Δp diminuent légèrement. Avec $Re = 1600$, cette chute peut aller jusqu'à 10 %.

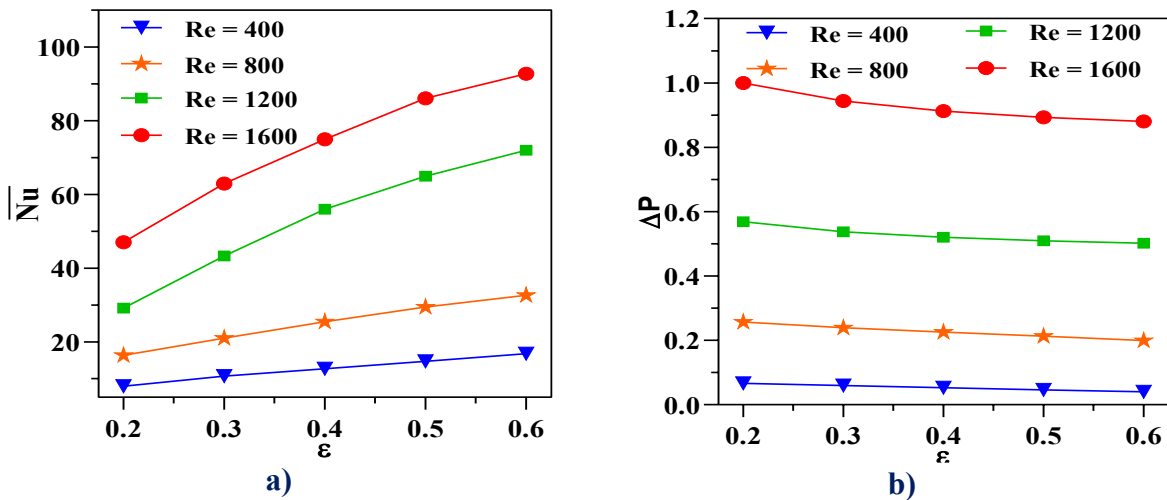


Figure V.VI.10. Variations de a) \overline{Nu} and b) Δp en fonction de ε à différents Re

V.VII.5.9. Corrélations suggérées

Les données obtenues ont été utilisées pour établir trois corrélations (1) – (3) pour \overline{Nu} sur les faces d'un dissipateur thermique contenant un matériau poreux entre ses ailettes et soumis à un jet d'impact de nanofluide hybride. Les résultats des corrélations ont été évalués en les comparant avec des solutions de simulation, et ils se sont avérés bien correspondre avec une marge d'erreur inférieure à 15 %, comme le montre la Figure V.VII.11. Ces corrélations sont autorisées si les conditions suivantes sont remplies: $0,2 \leq \varepsilon \leq 0,6$, $10^{-5} \leq Da \leq 10^{-1}$, $400 \leq Re \leq 1600$ and $0\% \leq \varphi_{hnf} \leq 5\%$.

$$\overline{Nu} = 34,8\varepsilon^{0,653}(1 - \varphi_{hnf})^{-6,846} \quad (1)$$

$$\overline{Nu} = 28,6Da^{0,15}(1 - \varphi_{hnf})^{-3,85} \tag{2}$$

$$\overline{Nu} = 0,01Re^{1,275}\varepsilon^{0,65}(1 - \varphi_{hnf})^{0,5} \tag{3}$$

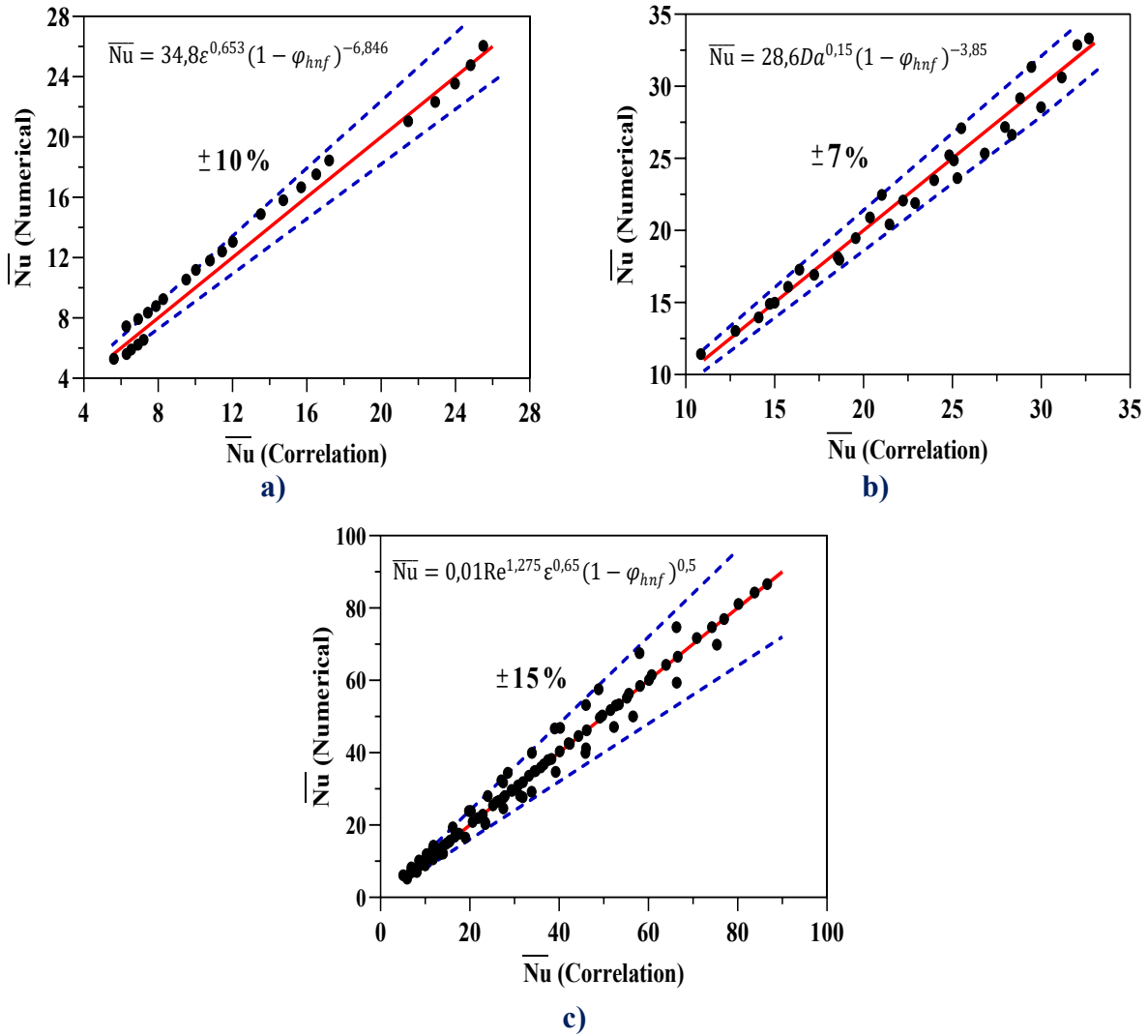


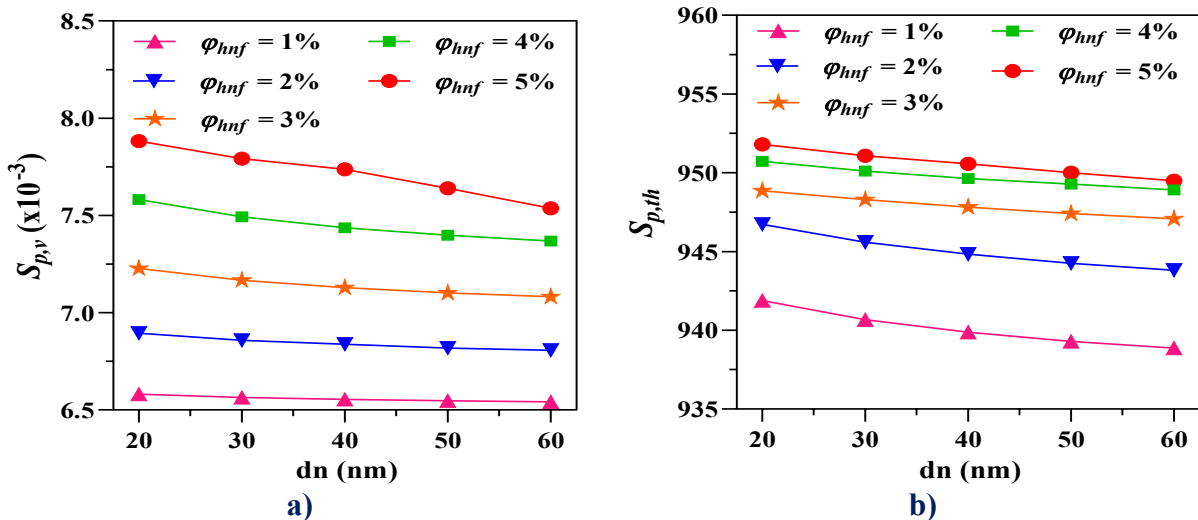
Figure V.VII.11. Comparaison des nombres de Nusselt obtenus numériquement avec ceux obtenus par les corrélations proposées

V.VII.5.10. Analyse de la production d'entropie

Cette section examinera le concept de génération d'entropie et comment il change avec divers facteurs, qui peuvent être utilisés pour évaluer les performances des processus d'échange de chaleur dans les dissipateurs thermiques. Cet examen identifie la tendance à modifier l'énergie dissipée tout au long du processus de transmission de la chaleur. De plus, la réduction de la production d'entropie augmenterait l'efficacité thermique du dissipateur thermique. Cette section

se concentre sur les caractéristiques de génération d'entropie du nanofluide hybride dans la zone métallique poreuse avec les variations de ε , Da, Re, dn and φ_{hnf} .

Figure V.VII.12. Illustre l'effet de dn et φ_{hnf} sur a) $S_{p,v}$, b) $S_{p,th}$, c) $S_{p,p}$, d) $S_{p,t}$ et e) Be number pour $1\% \leq \varphi_{hnf} \leq 5\%$ et $20\text{nm} \leq dn \leq 60\text{nm}$ avec $Re = 800$ et $Da = 10^{-1}$. En revenant aux équations définissant l'entropie, nous notons que les gradients de température, la conductivité thermique, les gradients de vitesse et la viscosité affectent tous la production d'entropie due à l'échange de chaleur et à la friction dans le champ de calcul, tandis que la viscosité, la perméabilité et la vitesse affectent la production d'entropie due aux milieux poreux. L'analyse des résultats révèle que lorsque les valeurs φ_{hnf} augmentent et que les valeurs dn chutent, les valeurs de $S_{p,v}$, $S_{p,th}$ et $S_{p,p}$ s'améliorent. La seule explication des résultats rapportés est que l'ajout de nanoparticules produit une augmentation de la conductivité thermique et de la viscosité, ce qui favorise $S_{p,v}$, $S_{p,th}$, $S_{p,p}$ et $S_{p,t}$. D'autre part, l'amélioration du mouvement brownien (due à la diminution du diamètre des nanoparticules et à l'augmentation de leur fraction volumique) augmente l'interaction et le contact entre les particules et le liquide de base, entraînant de meilleurs gradients de température et de vitesse, ce qui améliore les valeurs de $S_{p,v}$ et $S_{p,th}$. Suite aux résultats, nous avons remarqué que l'élévation de φ_{hnf} de 1 % à 5 % peut conduire à une augmentation des valeurs de $S_{p,t}$ allant jusqu'à 10 %. En revanche, un changement des valeurs dn de 20 nm à 60 nm se traduit par une baisse des valeurs $S_{p,t}$ pouvant atteindre 3 %. En conclusion, une augmentation des valeurs de φ_{hnf} et dn entraîne une augmentation à la fois de $S_{p,v}$, $S_{p,th}$ et $S_{p,p}$, et donc une augmentation des valeurs de $S_{p,t}$. Par conséquent, il est recommandé d'augmenter le diamètre des particules et de réduire leur fraction volumique pour minimiser l'énergie dissipée.



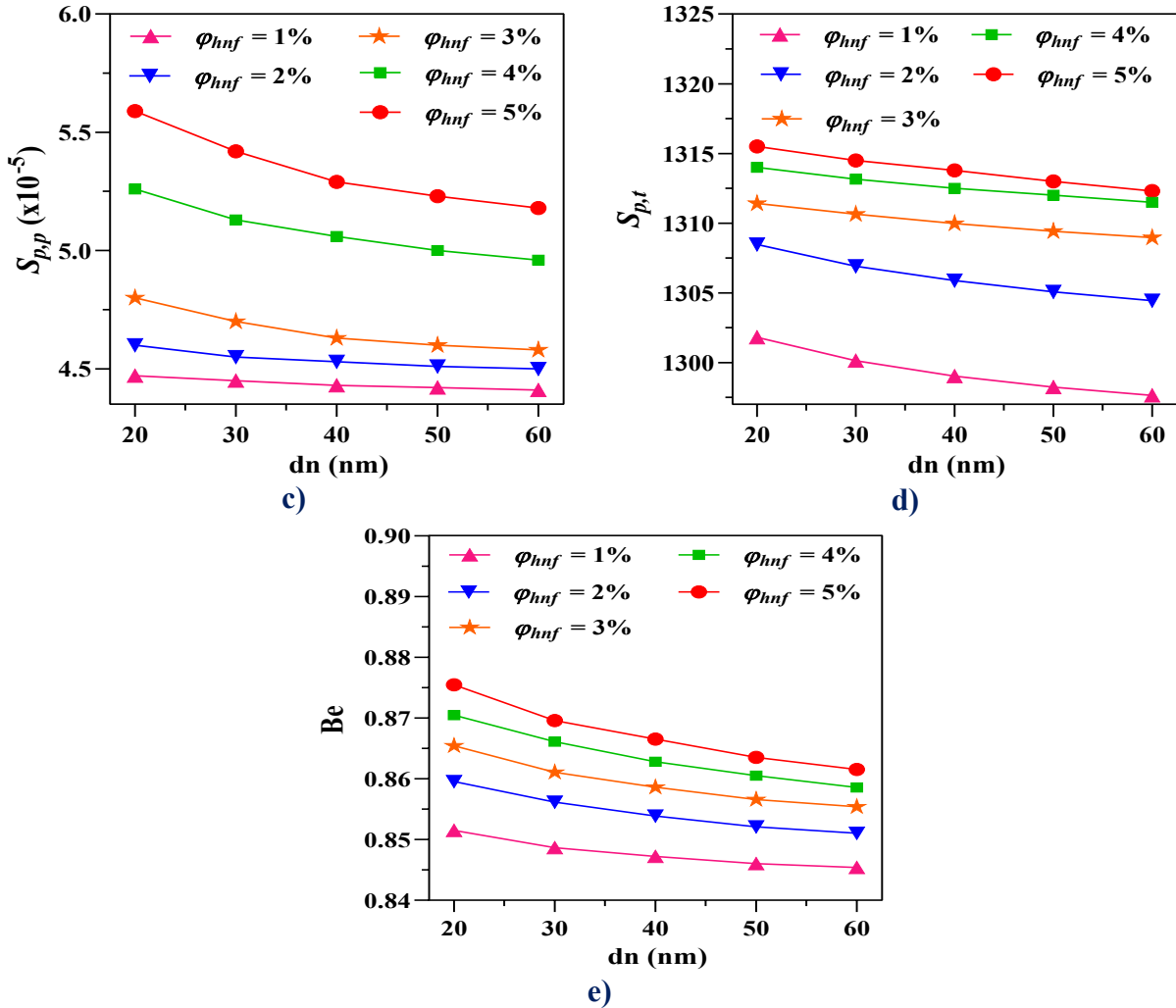
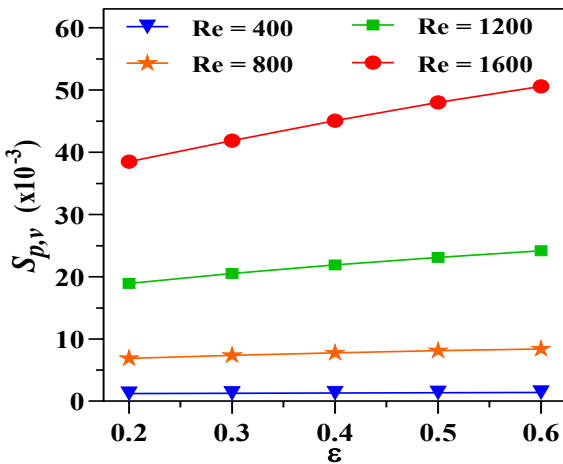


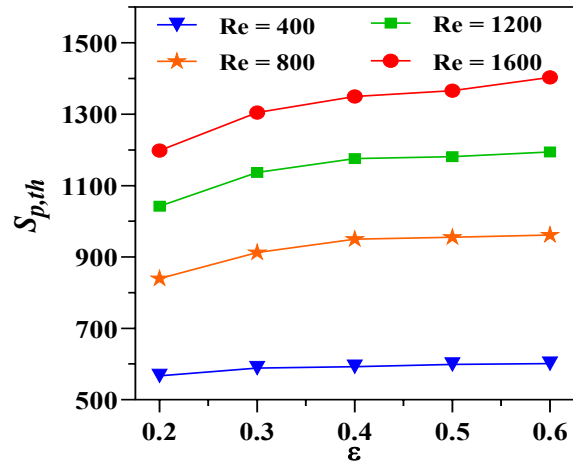
Figure V.VII.12. Variations a) $S_{p,v}$, b) $S_{p,th}$, c) $S_{p,p}$, d) $S_{p,t}$ et e) Be en fonction de dn à différents ϕ_{hnf}

La Figure V.VII.13. Illustre l'influence de ε et Re sur a) $S_{p,v}$, b) $S_{p,th}$, c) $S_{p,p}$, d) $S_{p,t}$ et e) Be number pour Re variant de 400 à 1800 et $0,2 \leq \varepsilon \leq 0,6$ avec $\phi_{hnf} = 4\%$ et $dn = 40nm$. La recherche démontre que lorsque les valeurs de Re et ε augmentent, les valeurs de $S_{p,v}$, $S_{p,th}$, $S_{p,p}$, $S_{p,t}$ augmentent également. Selon la définition de S_p , la température, la conductivité thermique, les gradients de vitesse, la perméabilité, la vitesse et la viscosité ont tous un impact sur la production d'entropie dans le domaine de calcul. Comme on le sait, augmenter Re améliore le processus de convection, ce qui induit une augmentation des gradients de température, des gradients de vitesse et des valeurs de vitesse, ce qui conduit à une augmentation des valeurs de tous les types d'entropie ($S_{p,v}$, $S_{p,th}$ et $S_{p,p}$). De plus, lorsque le paramètre de porosité est porté

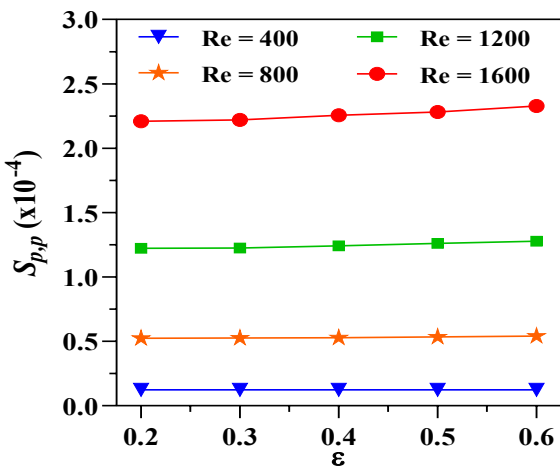
à $\varepsilon = 0.6$, une circulation de flux importante peut être obtenue entre les ailettes. En effet, l'augmentation de la porosité permet à davantage de nanofluides hybrides de pénétrer dans les zones vides du milieu poreux, ce qui améliore les gradients de température et les gradients de vitesse, et augmente les valeurs de production d'entropie. Les résultats suggèrent que la promotion de la valeur de Re de 400 à 1600 et des valeurs de ε de 0.2 à 0.6 augmente la valeur de $S_{p,t}$ de 55 % et 13 %, respectivement. En conclusion, nous déduisons que l'augmentation de Re et ε contribue de manière significative à la perte d'énergie du système. Selon la définition du nombre de Bejan (Be), les résultats de la Figure V.VI.13e. Peuvent être interprétés en indiquant que lorsque ε augmente, l'entropie de production due à la chaleur l'emporte sur l'entropie de production due au frottement et au milieu poreux. En revanche, une augmentation de Re provoque une amélioration des valeurs des gradients de vitesse et de température, entraînant une baisse du nombre de Be .



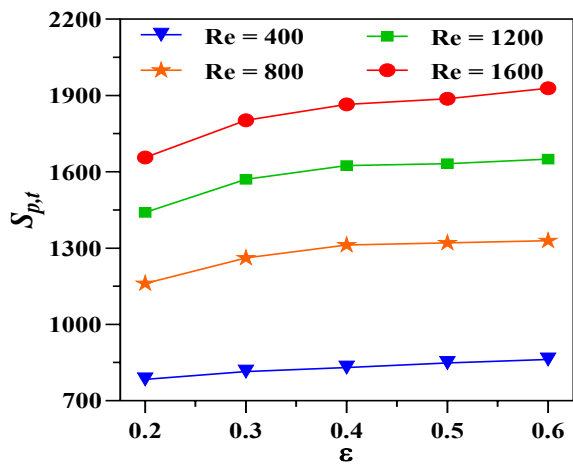
a)



b)



c)



d)

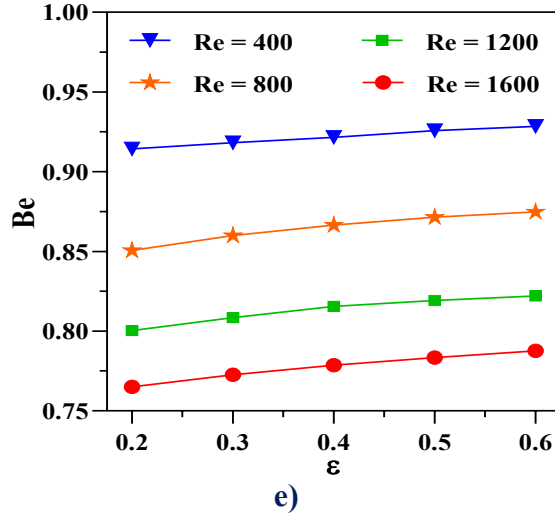
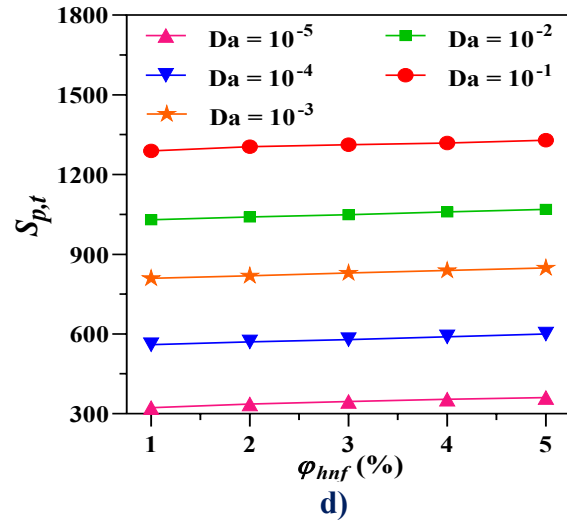
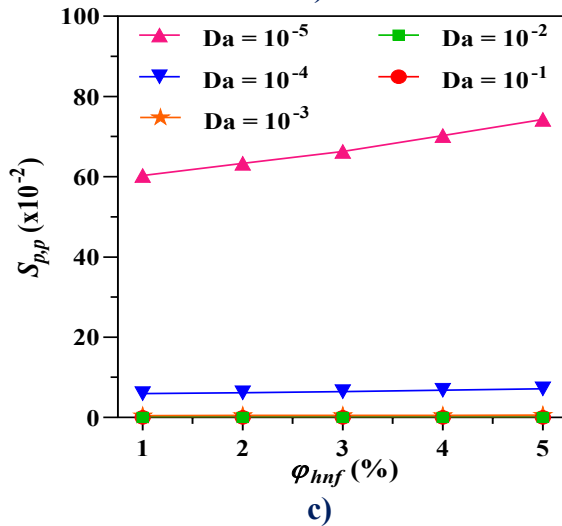
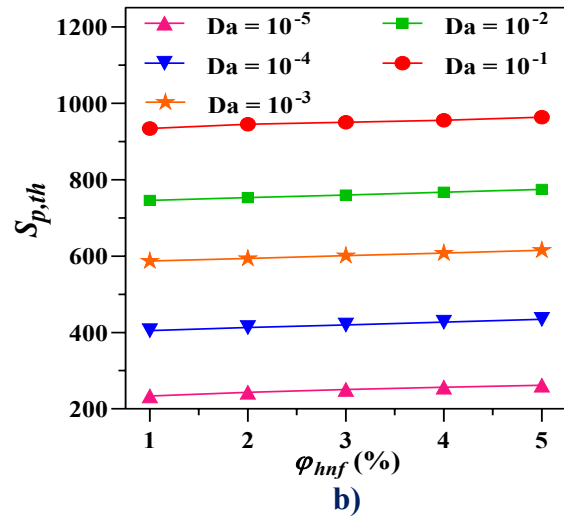
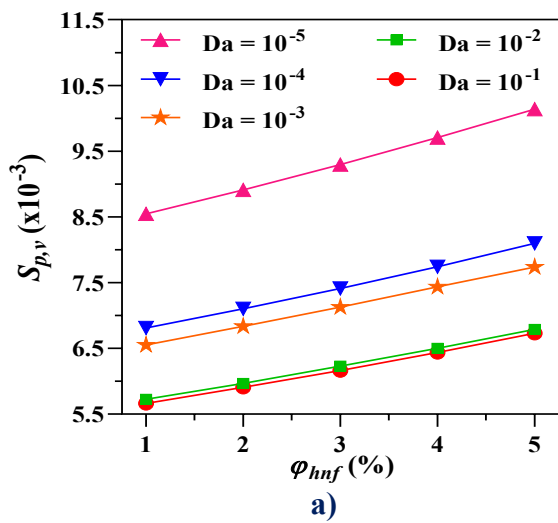


Figure V.VII.13. Variations de a) $S_{p,v}$, b) $S_{p,th}$, c) $S_{p,p}$, d) $S_{p,t}$ et e) Be en fonction de ε à différents Re

Figure V.VII.14. Montre l'évolution de a) $S_{p,v}$, b) $S_{p,th}$, c) $S_{p,p}$, d) $S_{p,t}$ and e) Be par rapport à φ_{hnf} ($1\% \leq \varphi_{hnf} \leq 5\%$) pour divers Da ($10^{-5} \leq Da \leq 10^{-1}$) avec $Re = 800$ et $dn = 40nm$. Les résultats de la simulation démontrent que: $S_{p,v}$, $S_{p,th}$ et $S_{p,p}$ croissent lentement à mesure que les valeurs de φ_{hnf} augmentent. Alors qu'une augmentation des valeurs de Da entraîne une forte augmentation de $S_{p,th}$ et une baisse des valeurs de $S_{p,v}$ et $S_{p,p}$. La raison en est peut-être qu'une augmentation de Darcy (comme nous le savons tous, l'augmentation du nombre de Darcy (Da) augmente la perméabilité du matériau), tout en maintenant la porosité constante provoque une augmentation des espaces vides dans le matériau poreux. Ce qui facilite la pénétration de nanofluides hybrides plus dans la zone poreuse, ce qui entraîne une augmentation de la force de l'écoulement dans la zone entre les ailettes, ce qui contribue à l'augmentation des valeurs de $S_{p,th}$ et à la diminution des valeurs de $S_{p,v}$ et $S_{p,p}$. Lors de l'analyse des données, nous avons découvert que l'augmentation de Da de 10^{-5} à 10^{-1} peut produire une augmentation des valeurs de $S_{p,t}$ jusqu'à 75 % au même φ_{hnf} . D'autre part, nous observons que les changements du nombre de Be en termes de φ_{hnf} sont à l'opposé des changements de $S_{p,t}$, ce qui signifie que le nombre de Be diminue lentement à mesure que les valeurs de φ_{hnf} augmentent (nous avons expliqué la raison de ce changement dans le commentaire de la Figure V.VII.12.). En ce qui concerne les changements de nombre de Be en termes de Da , les résultats de la simulation ont révélé qu'une augmentation des valeurs de Darcy entraînait une augmentation considérable de

nombre de Be en raison de $S_{p,th}$ prédominant sur $S_{p,v}$. Nous constatons également que l'élévation de Darcy de 10^{-5} à 10^{-1} peut contribuer une augmentation de 26 % des valeurs de Be.



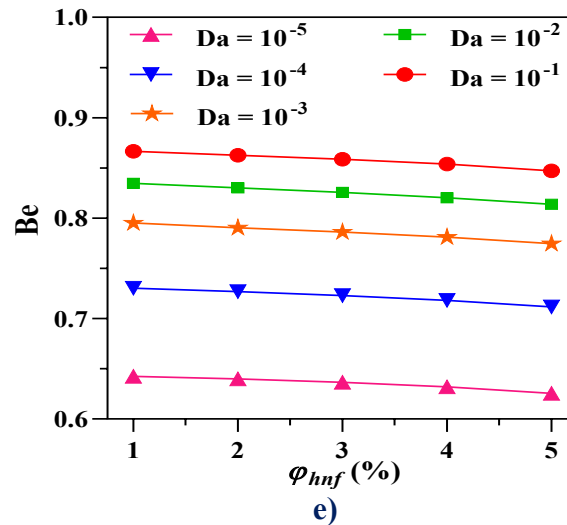


Figure V.VII.14. Variations de a) $S_{p,v}$, b) $S_{p,th}$, c) $S_{p,p}$, d) $S_{p,t}$ et e) Be en fonction de ϕ_{hnf} à différents Da

V.VI.6. CONCLUSION

Cette recherche rapporte une analyse numérique du flux, de l'échange de chaleur, de la chute de pression et de la génération d'entropie d'un dissipateur de chaleur tridimensionnel exposé à un jet d'impact de nanofluide hybride, où la zone entre les ailettes du dissipateur de chaleur est remplie de mousse d'aluminium. Les principales conclusions de la présente étude peuvent être résumées dans les points suivants:

- ✚ La force du nanofluide hybride se développe à mesure que le Re passe de 400 à 1600, provoquant une diminution de la couche limite thermique et augmentant ainsi le taux d'échange de chaleur jusqu'à 30 %.
- ✚ Les nanoparticules dispersées dans le liquide de base améliorent l'échange de chaleur par convection en augmentant la conductivité thermique du liquide de travail. À titre d'exemple, à $\varepsilon = 0.6$ et $\phi_{hnf} = 5\%$, l'amélioration de \overline{Nu} est jusqu'à 23% par rapport au liquide de base ($\phi_{hnf} = 0$).
- ✚ La diminution des valeurs de nombre de Darcy en gardant ε constant crée une couche limite thermique plus épaisse en raison des difficultés des nanofluides hybrides à pénétrer dans la zone poreuse ce qui entraîne une diminution de \overline{Nu} , alors que l'inverse se produit lorsque les valeurs de Darcy augmentent. Où nous concluons que l'élévation de Darcy de 10^{-5} à 10^{-1} peut se traduire par une augmentation de 72 % du taux d'échange de chaleur.

- ✚ À concentration de nanoparticules égale, le nombre de nanoparticules de petit diamètre ($d_n = 20 \text{ nm}$) est supérieur à celui des nanoparticules de grand diamètre ($d_n = 60 \text{ nm}$), augmentant le mouvement brownien des nanoparticules, provoquant ainsi une augmentation de l'interaction entre le liquide de base et les nanoparticules, conduisant à une meilleure transmission de la chaleur jusqu'à 7 %.
- ✚ Une augmentation des valeurs de porosité de $\varepsilon = 0.2$ à $\varepsilon = 0.6$ améliore le taux d'échange thermique jusqu'à 40 % avec $Re = 1600$, et la raison logique en est que l'augmentation de ε améliore progressivement le mouvement d'écoulement du nanofluide hybride dans le milieu poreux.
- ✚ L'utilisation du nanofluide hybride $Al_2O_3 - Cu / \text{eau}$ au lieu du fluide de base (eau) et du nanofluide conventionnel (Al_2O_3 / eau) nanofluide peut augmenter le taux d'échange de chaleur en raison de l'amélioration de la conductivité thermique du liquide de travail.
- ✚ Δp augmente lorsque les valeurs φ_{hnf} augmentent, ce qui peut être attribué à une augmentation de la concentration en nanoparticules, ce qui contribue à une augmentation de la viscosité et de la densité du nanofluide hybride, ce qui entraîne une augmentation de la puissance de la pompe pour maintenir le fluide hybride en mouvement. Cela peut être considéré comme l'un des inconvénients de l'emploi de nanofluides ou de nanofluides hybrides, car leur utilisation entraîne une perte d'énergie, même si elle est mineure. Dans l'analyse actuelle et à $\varphi_{hnf} = 5\%$, l'augmentation de ΔP est jusqu'à 18 % par rapport au liquide de base.
- ✚ Les valeurs de Δp diminuent au fur et à mesure que les valeurs de Da et ε augmentent, ce qui est positif et encouragé par les chercheurs, car cela permet de minimiser la perte d'énergie de pression tout en réduisant l'effort dépensé par la pompe.
- ✚ Les résultats ont révélé un accord élevé entre les corrélations des nombres de Nusselt suggérées et les solutions de simulation, avec une erreur inférieure à 15 %.
- ✚ L'insertion de nanoparticules dans le liquide de travail augmente la conductivité thermique et la viscosité, favorisant ainsi $S_{p,v}$, $S_{p,th}$ et $S_{p,t}$. Les résultats ont démontré que l'élévation de φ_{hnf} jusqu'à 5 % peut entraîner une augmentation des valeurs de $S_{p,t}$ jusqu'à 10 %.
- ✚ les valeurs de d_n plus petites favorisent le mouvement d'écoulement brownien et améliorent ainsi l'interaction et le contact entre le fluide de base et les particules, ce qui entraîne une

augmentation de la vitesse, des gradients de température et des gradients de vitesse, ce qui augmente $S_{p,v}$, $S_{p,th}$, $S_{p,p}$ et $S_{p,t}$.

- ✚ L'augmentation de nombre de Re optimise le mécanisme de convection, provoquant une augmentation de la vitesse, des gradients de vitesse et des gradients de température, résultant en une augmentation de $S_{p,v}$, $S_{p,th}$, $S_{p,p}$ et $S_{p,t}$.
- ✚ Les valeurs de Darcy les plus élevées augmentent les espaces vides dans le milieu poreux, permettant à davantage de nanofluides hybrides de pénétrer plus facilement dans le milieu, produisant une augmentation de l'intensité du flux, ce qui contribue à une amélioration des valeurs $S_{p,t}$.
- ✚ Les valeurs de ε et Da les plus élevées contribuent à des valeurs de nombre de Be plus élevés, et la raison en est que les valeurs de $S_{p,th}$ prédominent sur les valeurs de $S_{p,v}$.
- ✚ L'augmentation de ε , Da, φ_{hnf} et Re conduit à une augmentation de l'énergie dissipée vers le milieu extérieur.
- ✚ L'augmentation des valeurs de φ_{hnf} et dn disperses dans le liquide de base augmente les surfaces de frottement avec le matériau poreux, provoquant une augmentation de la génération d'entropie visqueuse et une diminution du nombre de Be.
- ✚ Les valeurs d'entropie liées à la viscosité et dues au matériau poreux sont trop faibles pour être considérées comme non significatives



Partie VII

**Effet du champ magnétique et du jet impactant
de nanofluides hybrides sur le refroidissement
du processeur à l'aide d'un modèle de mélange
à deux phases**



V.VIII.1. OBJECTIF

La répartition de la température a un impact significatif sur la durée de vie du CPU. Pour cette raison, ces dernières années, l'accent a été mis sur la création de nouvelles méthodes pour accélérer la dissipation de la chaleur de cet équipement. De plus, en raison de l'impact majeur du fluide de travail sur le processeur, une augmentation considérable du processus de convection pour augmenter le taux de transfert de chaleur pourrait endommager les équipements électroniques tels que le processeur. Par conséquent, nous soumettons le fluide à un champ magnétique pour contrôler le mouvement du fluide et rendre le champ dynamique stable. Pour cela, une nouvelle géométrie a été adoptée qui contribue au refroidissement du processeur tout en contrôlant le champ dynamique et en le rendant stable. Au cours de notre examen des travaux antérieurs, nous avons découvert qu'aucune recherche sur le refroidissement du processeur utilisant un impact de jet de nanofluides hybrides exposés à un champ magnétique n'a été réalisée dans des paramètres 3D en utilisant une approche de mélange à deux phases. Dans l'étude actuelle, nous nous concentrons sur la modélisation du comportement d'écoulement et de transfert de chaleur du jet impactant hybride-nanofluide $\text{SiO}_2 - \text{CuO}/\text{eau}$ utilisé pour le refroidissement du processeur, où cet écoulement est soumis à un champ magnétique. Les évaluations ont été effectuées à l'aide d'un modèle de mélange à deux phases (TPMM) sous un réglage d'écoulement de convection forcée laminaire. Le fluide de travail est constitué de nanoparticules SiO_2 et CuO d'un diamètre de 20 nm dispersés dans l'eau. Dans toutes les analyses réalisées, nous avons considéré que les concentrations volumétriques totales de nanoparticules (φ_{hnf}) étaient constituées de 70 % φ_{hnf} de dioxyde de silicium (SiO_2) et 30 % φ_{hnf} d'oxyde de cuivre (CuO). L'influence du champ magnétique appliqué de l'extérieur obtenu à l'aide du nombre de Hartmann ($0 \leq \text{Ha} \leq 20$), des concentrations volumétriques ($0\% \leq \varphi_{hnf} \leq 5\%$) et du nombre de Reynolds ($700 \leq \text{Re} \leq 1500$) sur le champ d'écoulement, l'échange de chaleur, l'efficacité thermique, et la chute de pression de perte ont été examinées.

V.VIII.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME

Le domaine de calcul de la simulation que nous avons effectuée dans la présente étude est tiré d'un véritable mécanisme de refroidissement du processeur. De plus, nous avons appliqué un champ magnétique externe afin de contrôler le flux et le transfert de chaleur des nanofluides hybrides. Dans cette analyse, le jet impactant de nanofluide hybride a été considéré comme un liquide de refroidissement et affecte directement le processeur de chaleur au centre avec une vitesse

constante V_j ($0.088 \text{ m/s} \leq V_j \leq 0.189 \text{ m/s}$) et une température $T_{in} = 300 \text{ K}$, puis le liquide de refroidissement part vers l'extérieur depuis les sorties à côté de l'entrée, comme illustrée à la Figure V.VIII.1. En outre, nous avons considéré que la surface du CPU a un flux de chaleur constant, $q = 5000 \text{ W/m}^2$. Les détails de la description géométrique utilisée sont illustrés à la Figure V.VIII.1.

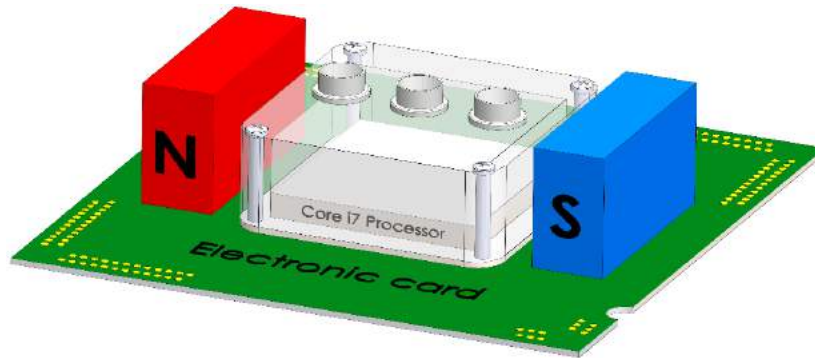


Figure V.VIII.1. Illustration du système de refroidissement du processeur utilisant un jet impactant

V.VIII.3. REPRÉSENTATION GÉOMÉTRIQUE

Le domaine de calcul à l'étude est un bloc creux 3D situé sur un CPU réel. Ce bloc présente une entrée et deux sorties sur la face supérieure. L'entrée est considérée comme un jet incident. Ce bloc creux est soumis à un champ magnétique externe dans la direction \vec{X} . La Figure V.VIII.2. illustre les géométries qui ont été examinées dans cette étude, où la section d'entrée et de sortie du jet impactant a un diamètre de $D = 8 \text{ mm}$, les paramètres du domaine de calcul sont $H = 2,5 D$ et $W = L = 6,25 D$ où ils représentent le hauteur, longueur et largeur, respectivement. De plus, $S = D$ qui est la distance entre l'entrée et la sortie.

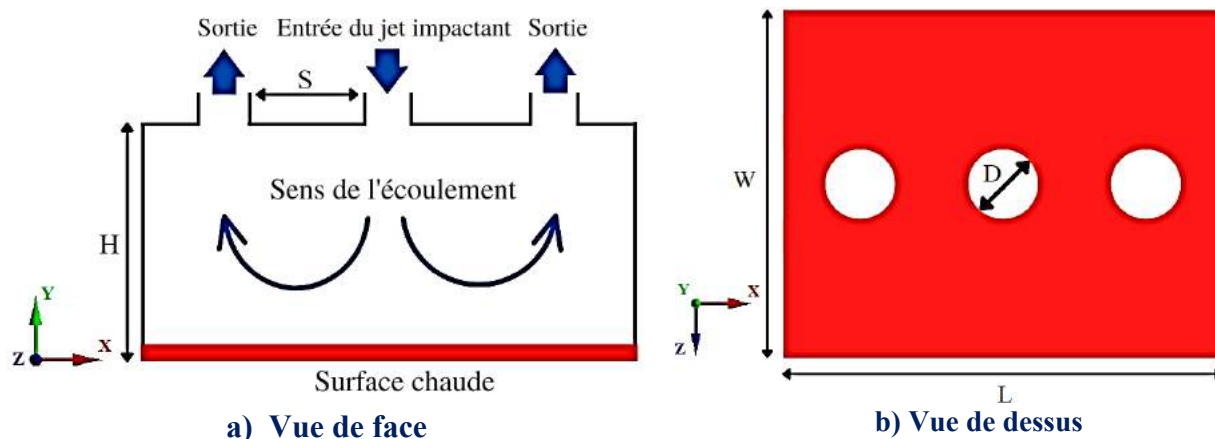


Figure V.VIII.2. Détails et dimensions du domaine de calcul

V.VIII.4. SOLUTION NUMÉRIQUE

Dans cette étude, les estimations numériques de différents paramètres ont été obtenues à l'aide du logiciel Ansys Fluent [197]. La technique QUICK [207] fournie par Leonard a été utilisée pour résoudre le problème de combinaison pression-vitesse. Le schéma UPWIND [201] au second ordre a été mis en œuvre pour discrétiser les variables convectives. En revanche, les variables diffusives dans les équations sont traitées comme un schéma de différence centrale de second ordre. Le critère de convergence pour tous les paramètres est 10^{-6} . La Figure V.VIII.3. Montre une illustration du maillage utilisé. Les propriétés de fluide de base et des nanoparticules utilisés sont listées dans le Tableau III.3. Pour la méthode monophasique et diphasique, les expressions mathématiques (3, 4, 9 et 16) et (29, 30 et 32) mentionnées au chapitre III, ont été utilisées pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides. Pour la méthode monophasique, je souligne que la conductivité thermique est liée à la température, donc son expression mathématique utilisée a été programmée à l'aide du code C++, puis intégrée dans logiciel Ansys Fluent.

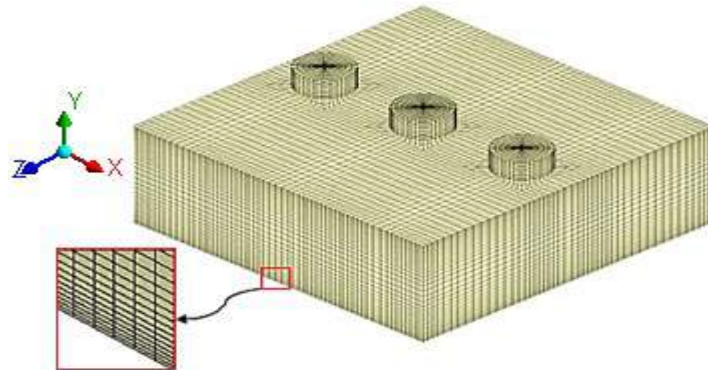


Figure V.VIII.3. Illustration précise du maillage appliqué

V.VIII.5. EFFET DU MAILLAGE

Dans le domaine de calcul, la structure de la grille est essentielle pour obtenir une précision et une fiabilité élevées des résultats. De plus, une grande densité de grille est nécessaire sur le CPU cible où les fluctuations de vitesse et de température sont importantes. Par conséquent, pour obtenir une grille de calcul optimale, nous affinons la grille près du CPU jusqu'à ce que les résultats obtenus soient indépendants du nombre de cellules utilisées. Après cela, nous sommes assurés que la précision des résultats liés au transfert de chaleur et à l'écoulement des fluides est fiable et nous pouvons nous y fier en comparant la distribution du nombre de Nusselt

(\overline{Nu}) le long du centre de paroi la paroi cible de cinq maillages différents. En d'autres termes, nous avons augmenté la densité du maillage le long de la surface cible jusqu'à ce que les résultats obtenus ne diffèrent pas de plus de 2 %. La vérification de l'indépendance de la grille a été effectuée dans le présent examen dans les circonstances suivantes : $Re = 1500$, $\varphi_{hnf} = 0,05$, $Ha = 20$ et $dn = 20$ nm. Les cinq (5) maillages séparés sélectionnés avec différents nombres de nœuds sont affichés dans le Tableau V.VIII.1. Nous pouvons observer à partir des données de calcul que la variance entre les courbes de Nu produites dans les états 4 (10^6 nœuds) et 5 ($1,2 \times 10^6$ nœuds), voir Figure V.VIII.4. Non significatif avec une très petite variation (environ 1,2 %) dans les résultats estimés. En conséquence, la grille avec 10^6 nœuds a été choisie pour les simulations afin d'obtenir les résultats, car elle fournit un équilibre approprié entre le temps de calcul et la fiabilité de la solution, nous dépendrons donc de cette maille dans tous les scénarios que nous avons examinés.

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4	Maillage 5
Nœuds ($\times 10^6$)	0.4	0.6	0.8	1	1.2
Erreur maximale	-	19.23 %	10.34 %	6.32 %	1.22 %

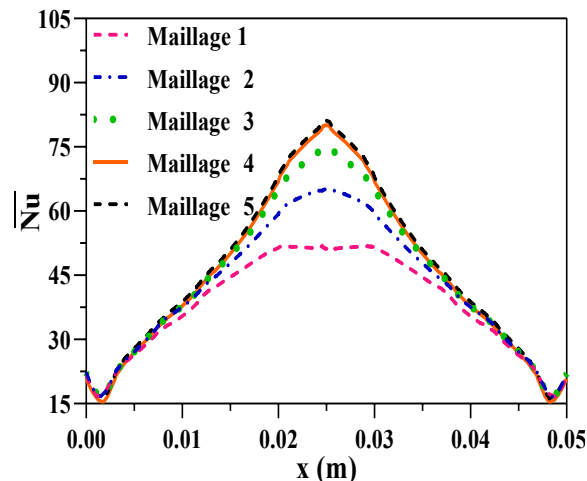


Figure V.VIII.4. Résultats de l'indépendance du maillage

V.VIII.6. RÉSULTATS

V.VIII.6.1. Validation

Avant de lancer la simulation, il est nécessaire de vérifier la procédure de calcul utilisée dans cette recherche en comparant les résultats obtenus à ceux de Sun et Liu [217] et Izadi et al. [95]. Tout cela dans le but de fournir au lecteur la confiance, la fiabilité et la certitude que la

procédure employée dans cette analyse est correcte et qu'il peut se fier aux résultats acquis. Nous commençons par la première vérification où nous vérifierons l'effet du champ magnétique en comparant nos résultats avec les découvertes numériques d'Izadi et al. [95] en considérant les conditions suivantes : $Ha = 200$, le fluide de travail est des nanofluides $Al_2O_3 - eau$ avec $\varphi = 5\%$, $\varepsilon = 0,85$ et $50 \leq Re \leq 500$. Figure V.VIII.5a. Illustre comment le nombre de Nusselt moyen (Nu) varie avec le nombre de Reynolds (Re). Les résultats ont démontré un accord remarquable avec les données numériques, avec des écarts maximum de 1 %. Concernant la deuxième validation, nous avons utilisé des modèles de mélange monophasique et diphasique (SPM et TPMM) pour comparer avec les résultats expérimentaux disponibles dans la littérature.

Figure V.VIII.5b. Illustre les variations du coefficient de transfert de chaleur (h) par rapport au nombre de Reynolds en utilisant des nanofluides $Al_2O_3 - eau$ comme liquide de fonctionnement avec $\varphi = 2\%$. Dans l'ensemble, les résultats ont démontré un excellent accord entre la simulation utilisant TPMM et les données empiriques, tandis que l'utilisation de SPM a montré un écart assez important entre les résultats numériques et expérimentaux, avec des erreurs maximales de 12 % et 3 % pour SPM et TPMM, respectivement. La raison de l'obtention de ces résultats est qu'en utilisant le modèle de mélange, la vitesse de glissement et la force de traînée entre les nanoparticules (Al_2O_3) et le liquide de base (eau) sont prises en compte, contrairement au modèle unique qui ignore la vitesse de glissement. Ainsi, pour cette raison, dans la présente enquête, nous nous appuyerons sur une approche de mélange à deux phases.

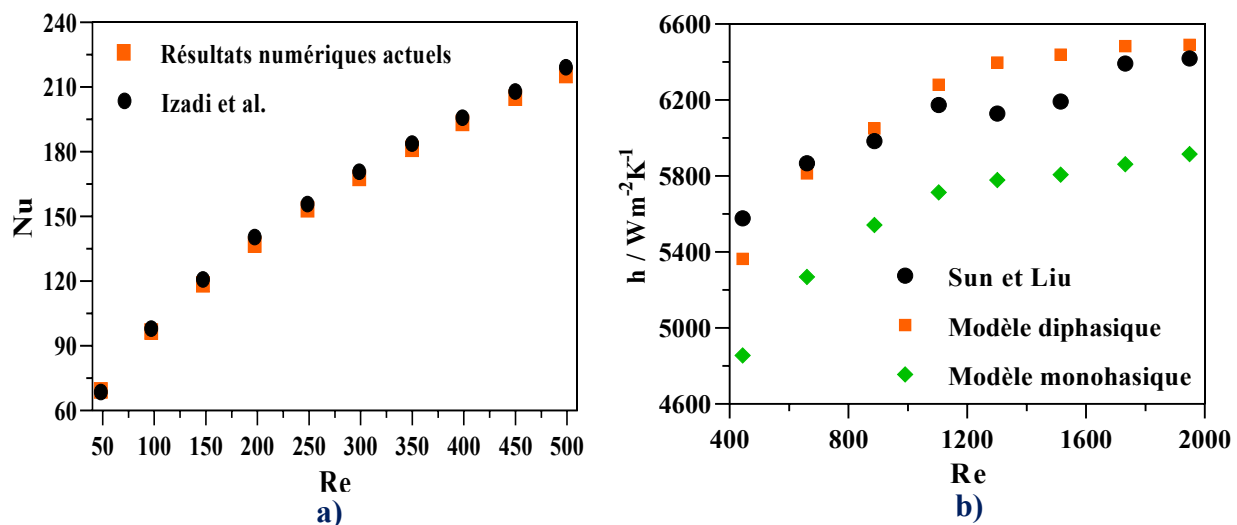


Figure V.VIII.5. Comparaison des résultats actuels avec les données a) numériques et b) expérimentales

V.VIII.6.2. Champ dynamique

Figure V.VIII.6. Montre le comportement de la distribution de vitesse du jet sur le plan longitudinal central de la zone cible lorsque le champ de travail est soumis à des forces magnétiques externes pour $Re = 1500$ et $\varphi_{hnf} = 5\%$. Les résultats indiquent qu'à mesure que l'intensité de la force magnétique s'améliore, le fluide devient plus stable et n'impacte que la surface cible. Nous observons aussi la disparition des tourbillons et la suppression de l'effet des caractéristiques de vitesse sur les parois du domaine de calcul avec l'augmentation de l'intensité de cette force, évitant d'endommager les processeurs thermiques fragiles et coûteux. Le but de ces graphiques est de montrer au lecteur ce qui se passe lorsqu'un jet impactant est soumis à un champ magnétique.

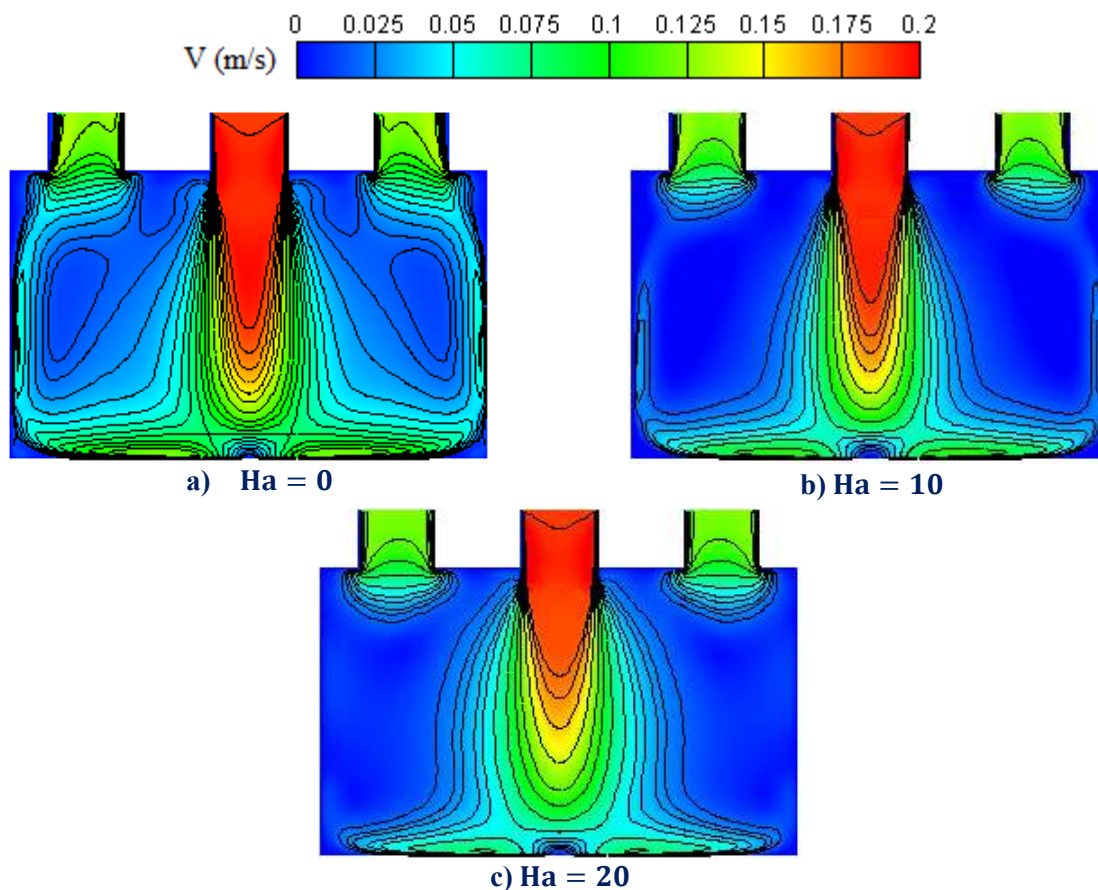


Figure V.VIII.6. Effet de Ha sur les contours de vitesse

V.VIII.6.3. Coefficient de transfert thermique

Figure V.VIII.7. Montre la distribution du coefficient de transfert de chaleur sur la surface cible à $Re = 1500$ avec divers φ_{hnf} et Ha. Les résultats ont révélé que de grands coefficients de

transfert de chaleur ont été observés près du point de stagnation et de ses environs, ce qui est attendu, car le jet impacte directement la zone au centre du CPU. Nous voyons également que lorsque le nombre de nanoparticules augmente, l'intensité du facteur de transfert de chaleur sur la région cible augmente également. En effet, à mesure que la fraction volumique de nanoparticules augmente, la conductivité du fluide de travail augmente également, ce qui entraîne une amélioration du coefficient de transfert de chaleur. D'autre part, nous notons que lorsque la force magnétique est augmentée, les valeurs du coefficient de transfert thermique de transfert de chaleur diminuent légèrement, ce qui est dû à une baisse de l'énergie cinétique causée par les forces externes appliquées au nanofluide hybride. D'où cette réduction des transferts thermiques qui s'accompagne de la stabilité du mouvement du liquide, ce qui est l'objectif de la présente étude.

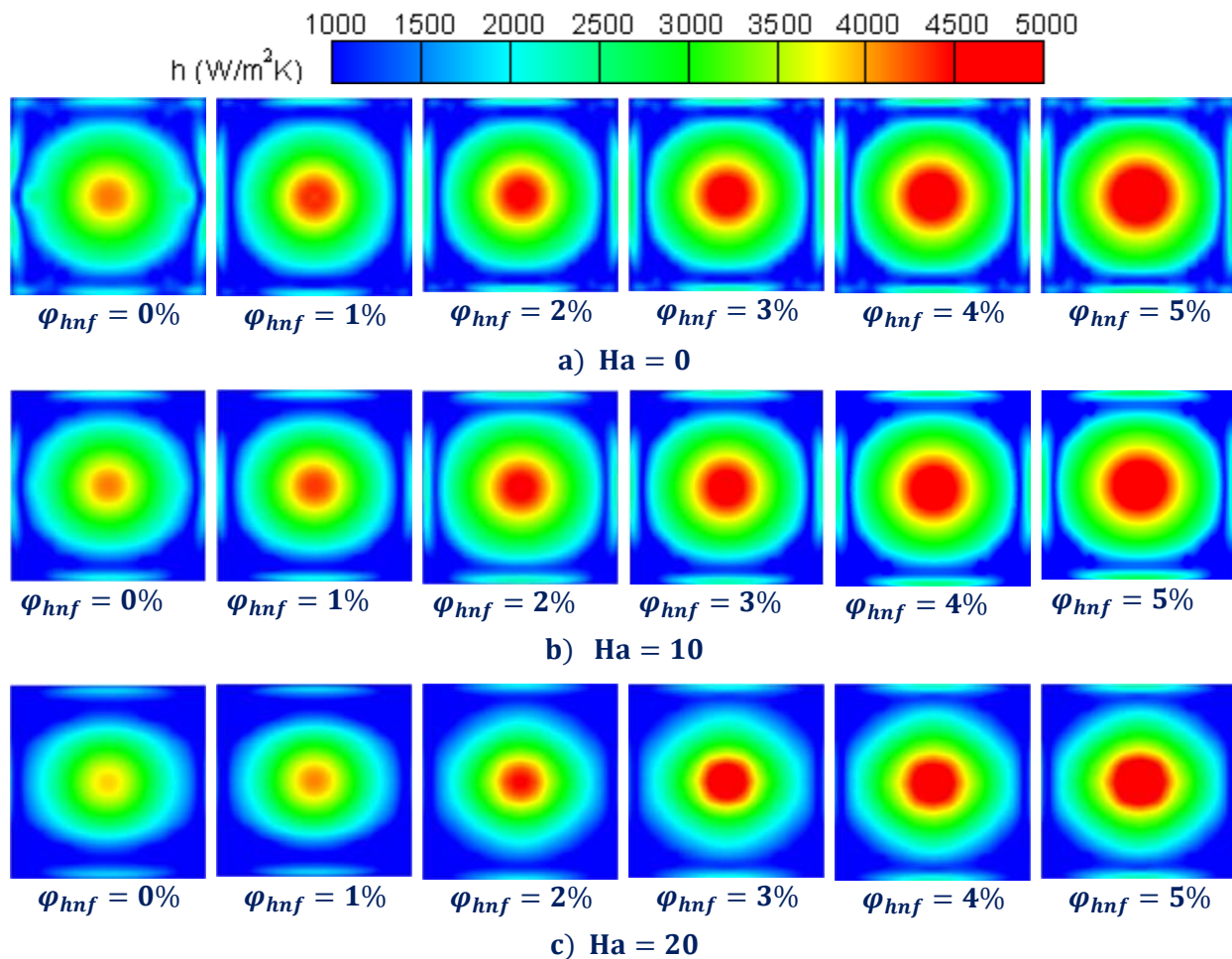


Figure V.VIII.7. Contours du coefficient de transfert de chaleur pour divers φ_{hnf} et Ha

V.VIII.6.4. Nombre de Nusselt et température moyenne

Figure V.VIII.8a. Représente la variation du nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}) sur les faces chauffées en fonction de φ_{hnf} à différents nombres de Hartmann (Ha). Selon les résultats obtenus, (\overline{Nu}) s'améliore en toutes circonstances avec la croissance de la concentration en nanoparticules en raison d'une amélioration dans la conductivité thermique du liquide de travail. Comme prévu, l'augmentation de φ_{hnf} est une méthode réalisable pour améliorer le transfert de chaleur. Par contre, on peut bien observer que lorsque le nombre de Hartmann (Ha) est élevé, les valeurs du \overline{Nu} diminuent sensiblement, et cette baisse peut approcher les limites de 45% à $Ha = 20$. La raison en est que le jet incident est soumis à une grande force magnétique externe, ce qui affaiblit son influence sur le processeur, provoquant la chute des valeurs \overline{Nu} à mesure que la force magnétique appliquée augmente. Il est vrai que l'utilisation de forces magnétiques aide à maintenir la stabilité des nanofluides hybrides, mais une utilisation excessive de ces forces (dans le cas $Ha = 20$ par exemple) réduit considérablement le taux d'échange thermique. Par exemple, dans la situation où $Ha = 10$, la chute des valeurs de \overline{Nu} est d'environ 4 % avec la stabilité du nanofluide hybride (Voir Figure V.VIII.6b.). En revanche, la Figure V.VIII.8b. Représente les changements de température moyenne sur les faces du CPU en termes de φ_{hnf} à divers Ha. Il peut clairement voir que l'augmentation de φ_{hnf} aide à abaisser la température de surface du CPU. Cela est dû à une élévation des valeurs de conductivité thermique du fluide de travail, ce qui contribue à améliorer

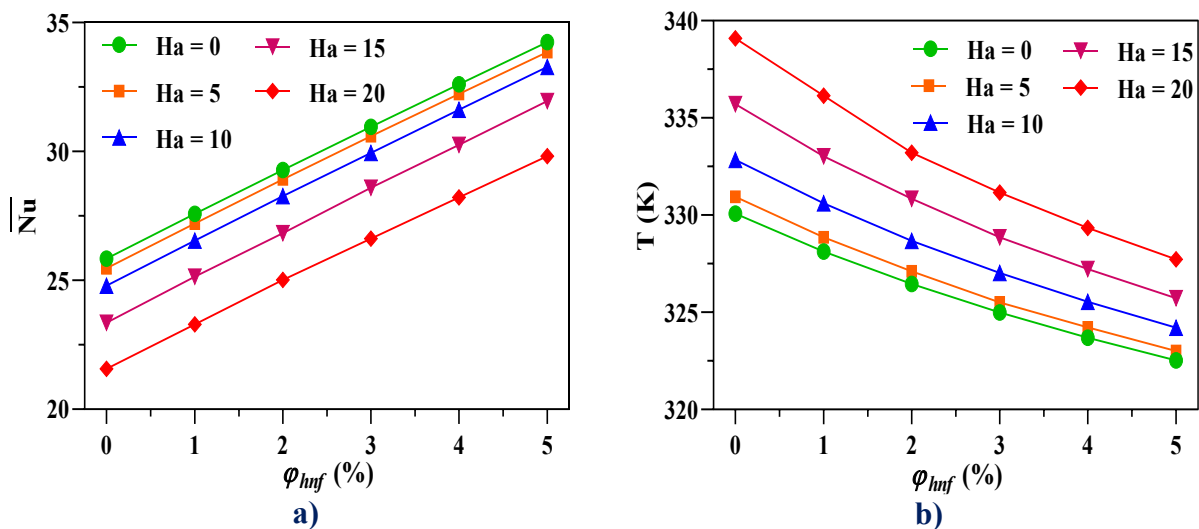


Figure V.VIII.8. Variation de a) \overline{Nu} and b) T (K) en fonction de φ_{hnf} à différents Ha

le taux de transmission de chaleur. D'autre part, nous notons que l'augmentation des valeurs de la force magnétique externe contribue à la stabilité du nanofluide hybride, et donc cela contribue à une augmentation de la température de la surface du processeur avec une augmentation pouvant aller jusqu'à 8 K à $Ha = 20$, alors que la température n'augmente que de 2,5 K quand $Ha = 10$. Par conséquent, il n'est pas recommandé d'utiliser une force magnétique élevée pour stabiliser les nanofluides hybrides, car cela peut entraver le mouvement des fluides et diminuer le taux d'échange de chaleur, entraînant une perte d'efficacité du système.

V.VIII.6.5. Chute de pression et puissance de pompage

Figure V.VIII.9a. Montre la variation de la pression de chute (ΔP) en fonction de la fraction volumique des nanoparticules (φ_{hnf}) à de nombreux nombres de Hartmann (Ha). Dans le premier on voit clairement que les valeurs de ΔP sont évidemment supérieures à celle de l'eau, ce qui est dû à la présence de nanoparticules au sein du fluide de base. D'autre part, nous constatons que les valeurs de ΔP augmentent considérablement avec toutes les valeurs de φ_{hnf} , où l'augmentation de la fraction volumique des nanoparticules jusqu'à 5 % peut augmenter ΔP de 11 %. Cela pourrait être attribué à une augmentation de φ_{hnf} , qui à son tour contribue à une élévation de la viscosité et de la densité du nanofluide hybride. De plus, cela peut être dû à l'augmentation du frottement des particules avec le fluide de base avec l'augmentation du volume des nanoparticules, ce qui entraîne une perte de pression plus élevée du fluide de travail, nécessitant une augmentation de la puissance de pompage pour maintenir le fluide se déplaçant, comme indiqué par les données présentées sur la Figure V.VII.9b. Par exemple pour $\varphi_{hnf} = 5\%$, la valeur de la puissance de la pompe augmente de 10 % ce qui peut être considéré comme l'un des inconvénients de l'utilisation des nanofluides. D'autre part, on peut voir que les valeurs de perte de charge augmentent avec l'augmentation du nombre de Hartmann, comme prévu. Car, comme on le sait, les forces magnétiques externes agissant sur le fluide sont considérées comme un obstacle qui vise à rendre le fluide stable. Cependant, l'augmentation de ces forces magnétiques de manière aléatoire entraîne une augmentation des valeurs de chute de pression, nous obligeant à augmenter la puissance de pompage pour maintenir le débit de fluide, comme illustré sur la Figure V.VIII.9b.

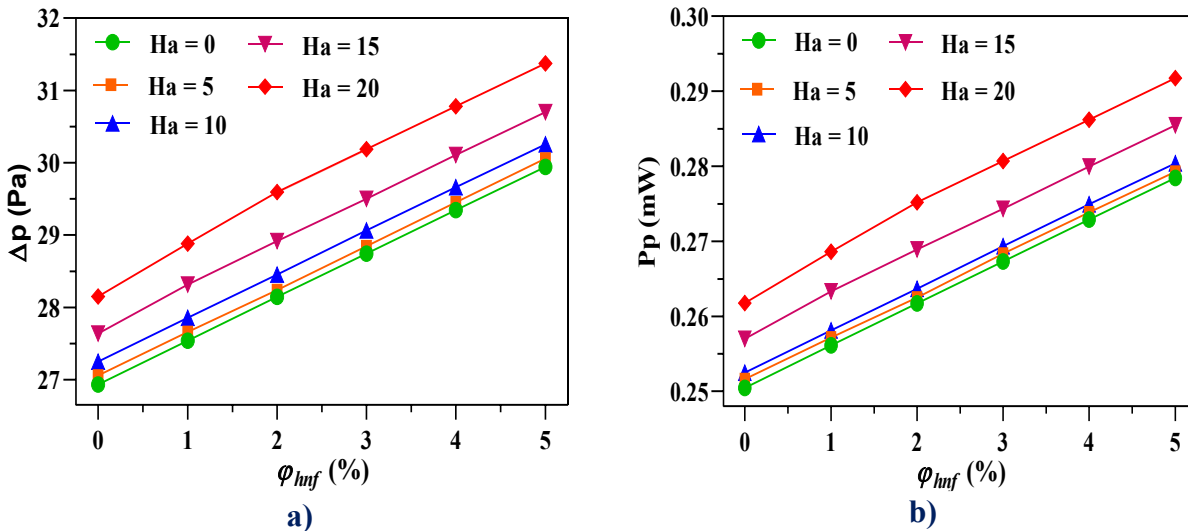


Figure V.VIII.9. Variation de a) Δp (Pa) et b) P_p (mW) en termes de φ_{hmf} à différents Ha

V.VIII.6.6. Effet du nombre de Reynolds

Figure V.VIII.10a. Représente la variation du nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}) sur la face chauffée, en fonction de Re à différents Ha . Les observations impliquent que l'augmentation des valeurs de Re réduit l'épaisseur de la couche limite thermique sur le processeur, ce qui conduit à une élévation des valeurs des gradients thermiques, ce qui permet une augmentation des valeurs de \overline{Nu} . D'autre part, nous pouvons clairement voir que lorsque le nombre de Hartmann (Ha) augmente, les valeurs de \overline{Nu} chutent considérablement et cela est à prévoir étant donné les forces magnétiques externes appliquées et celles-ci sont considérées parmi les inconvénients de l'application ces forces. En regardant ses avantages, nous constaterons que le mouvement du fluide est devenu stable, ce qui évite d'endommager le CPU et contribue à augmenter sa durée de vie. De plus, on peut montrer qu'une forte augmentation du nombre de Hartmann est corrélée à une baisse considérable du taux de transmission de chaleur. Par exemple, à $Ha = 20$ et $Re = 1500$, nous observons que le taux de transmission de chaleur diminue jusqu'à 17%, mais à $Ha = 10$ le taux de transfert de chaleur diminue de 4%. En conséquence, l'utilisation de forces magnétiques pour obtenir un mouvement de fluide stable est souhaitée, mais uniquement à des valeurs sensibles.

En ce qui concerne la Figure V.VIII.10b, Elle affiche l'évolution de la température sur la face chauffée en fonction de Re à Ha variable. Les résultats de la recherche révèlent que la promotion de l'énergie cinétique du fluide de travail contribue à réduire les valeurs de température du processeur de chaleur. Où l'on remarque que lorsque le Re est boosté de 700 à 1500, la

température baisse de 27 K. Concernant les changements de température en fonction du nombre de Hartmann, la raison a été donnée dans le commentaire de la Figure V.VII.10b.

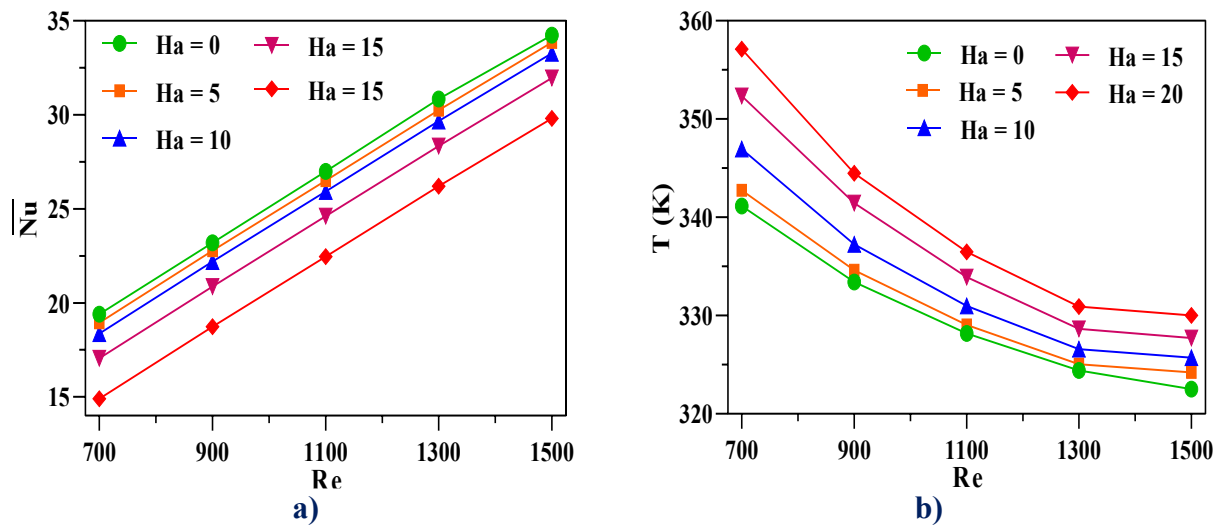


Figure V.VIII.10. Variation de a) \overline{Nu} et b) T(K) en termes de Re à différents Ha

V.VIII.6.7. Efficacité thermohydraulique

Comme nous le savons, l'ajout de nanoparticules au liquide de base et l'application de forces magnétiques externes améliorent et réduisent respectivement le nombre de Nusselt. De plus, les forces magnétiques et les nanoparticules contribuent également à augmenter et diminuer le coefficient de frottement. Par conséquent, un examen complet de l'efficacité thermohydraulique du liquide de travail est nécessaire. Figure V.VIII.11. Illustre les variations de l'efficacité des nanofluides hybrides par rapport à la fraction volumique des nanoparticules à divers Ha. Les résultats montrent que l'augmentation de la fraction massique des nanoparticules est un moyen efficace d'améliorer le facteur d'efficacité. À titre d'exemple pour $Ha = 0$ avec $\varphi_{hnf} = 5\%$, on trouve que le rendement est amélioré de 22 %. Cependant, les mêmes résultats ont été observés lorsqu'une force magnétique externe a été appliquée au nanofluide hybride avec tous les φ_{hnf} , mais dans des proportions différentes. D'autre part, nous voyons que lorsque des forces magnétiques externes appropriées sont appliquées, l'efficacité du système diminue de valeurs mineures, mais l'exagération de la croissance de ces forces magnétiques entraîne une grande perte d'efficacité. La forte baisse d'efficacité pourrait être attribuée aux difficultés de passage du fluide entre les forces magnétiques fortes appliquées, ce qui contribue à la chute des valeurs du nombre de Nusselt et du facteur de frottement, qui sont liées à la façon dont l'efficacité du système est

calculée. Par exemple, pour $\varphi_{hnf} = 5\%$, et $Ha = 5$ et $Ha = 20$, le rendement global diminue de 2% et 15%, respectivement.

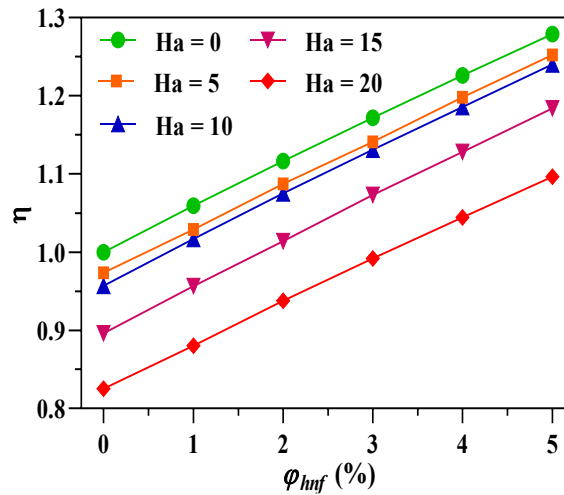


Figure V.VIII.11. Variation de η en fonction de φ_{hnf} à différents Ha

Figure V.VII.12. Représente la variation de l'efficacité (η) en fonction de Ha à divers Re . Selon les résultats, l'augmentation de la valeur de Ha diminue l'efficacité du système, dont nous avons déjà discuté. D'autre part, les données montrent que l'augmentation de l'énergie cinétique du fluide de travail favorise son efficacité. L'explication de cette amélioration pourrait être liée à une augmentation du \overline{Nu} et à une diminution du facteur de friction lors de l'augmentation de l'énergie cinétique, car ces deux paramètres sont utilisés pour calculer l'efficacité du nanofluide hybride.

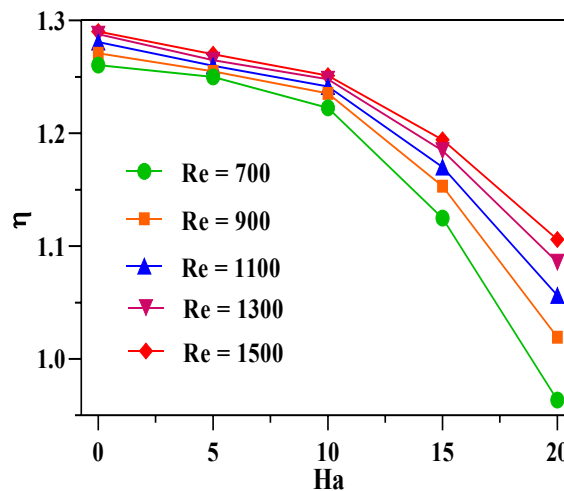


Figure V.VIII.12. Variation de η en fonction de Ha à différents Re

Nous voyons également que le pourcentage d'amélioration de l'efficacité du système entre les valeurs du Re les plus petites et les plus grandes s'améliore à mesure que les forces magnétiques

appliquées au système augmentent. Par exemple, l'élévation des valeurs de Reynolds de 700 à 1500 avec $Ha = 0$ et $Ha = 20$ améliore l'efficacité du fluide de travail de 4 % et 14 %, respectivement.

V.VIII.6.8. Effet de la vitesse de glissement

Dans cette section, \overline{Nu} est évalué en utilisant à la fois des techniques biphasées et monophasées, et les résultats obtenus sont présentés dans la Figure V.VIII.13. Sous les paramètres suivantes: $1\% \leq \varphi_{hnf} \leq 5\%$, $300 \leq Re \leq 1500$ et $Ha = 20$. Les résultats ont démontré que l'amplification de Re et φ_{hnf} pourraient grandement améliorer les valeurs de \overline{Nu} en utilisant les deux modèles en raison d'une amélioration du processus de convection et de la conductivité thermique, respectivement. Dans le modèle monophasique, la vitesse de glissement entre les nanoparticules (cuo et sio2) et le liquide de base (eau) est insignifiante et elle est thermiquement équilibrée. D'autre part, la vitesse de glissement et l'interaction entre le liquide de base et les nanoparticules sont prises en compte dans le modèle de mélange. Il en résulte un écart des valeurs de \overline{Nu} entre les deux modèles, les valeurs de \overline{Nu} déduites du modèle de mélange diphasique étant supérieur à celles acquises du modèle monophasique en toutes circonstances, où l'écart parfois entre les résultats numériques obtenus en utilisant le modèle monophasique et le modèle de mélange diphasique atteint 22 %.

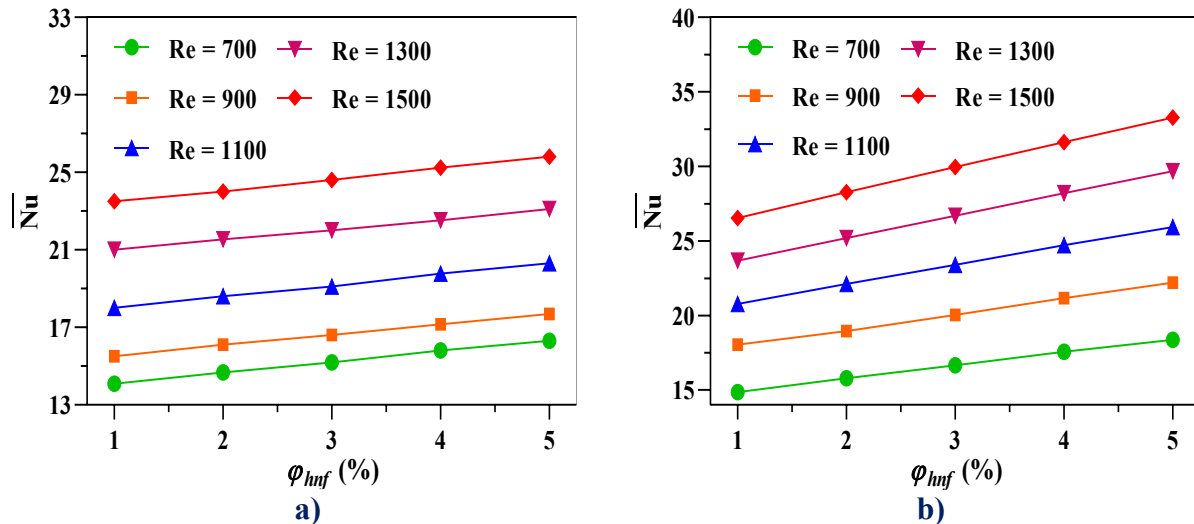


Figure V.VIII.13. Variation de \overline{Nu} en fonction de Re à différents φ_{hnf} pour a) Modèle monophasé et b) Modèle de mélange diphasique

V.VIII.6.9. Corrélations suggérées

Pour analyser les échanges thermiques et le mouvement des fluides en présence de nanoparticules et aider le lecteur à obtenir les données dont il a besoin dans la limite des conditions d'étude actuelles, il s'est basé sur Re , Ha et φ_{hnf} et sur les résultats disponibles pour en déduire des corrélations pour chaque du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement :

$$f = 7.10^{-7} Ha^{0,07} Re^{1,725} (1 + \varphi_{hnf})^{0,9} \tag{1}$$

$$\overline{Nu} = 0,72 Ha^{-0,16} Re^{0,53} (1 + \varphi_{hnf})^{5,5} \tag{2}$$

Ces corrélations sont opérationnelles sous les conditions aux limites suivantes: $300 \leq Re \leq 150$, $1\% \leq \varphi_{hnf} \leq 5\%$ et $0 \leq Ha \leq 20$ avec l'ensemble de la fraction volumique de nanoparticules elle est déterminée comme suit $\varphi_{hnf} = 30\% \varphi_{SiO_2} + 70\% \varphi_{CuO}$. Figures V.VIII.14a. et V.VIII.14b. Montrent une comparaison des résultats des corrélations et des simulations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement. Nous commençons avec la Figure V.VIII.14a., où nous pouvons remarquer que la moyenne, le maximum et l'écart type sont $\pm 4\%$, $\pm 9\%$, et $\pm 6\%$, respectivement. En outre, la comparaison des valeurs du coefficient de frottement illustrées à la Figure V.VIII.14b., nous notons également que la moyenne, le maximum et l'écart type sont $\pm 2\%$, $\pm 7\%$, et $\pm 4\%$, respectivement. En général, on peut clairement observer que les résultats de calcul déduits à l'aide des corrélations suggérées sont en excellent accord avec les résultats des simulations et peuvent être invoqués par les universitaires, les chercheurs et les ingénieurs.

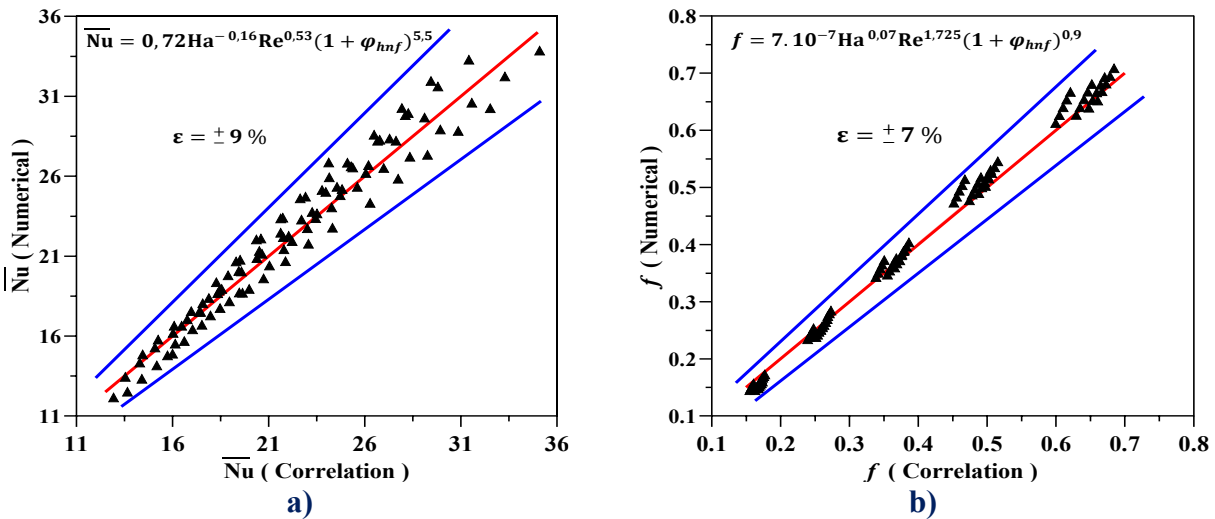


Figure V.VIII.14. Comparaison des valeurs déduites numériquement de a) Nu et de b) coefficient f avec celles obtenues à l'aide des corrélations proposées

V.VIII.7. CONCLUSION

Dans cet article, une étude numérique a été réalisée sur un mécanisme de refroidissement CPU réel utilisant un jet d'impact à convection forcée soumis à des forces magnétiques externes en utilisant un modèle de mélange à deux phases (TPMM) avec $\text{SiO}_2 - \text{CuO}/\text{eau}$ nanofluide hybride comme fluide de travail. De nombreux résultats significatifs ont été obtenus lors de la réalisation de cette recherche, ce qui permettrait d'augmenter l'efficacité thermique du système étudié et de le rendre stable, que nous résumons ci-dessous:

- ✚ Les valeurs du coefficient de transfert de chaleur sont supérieures lors de l'utilisation de l'approche à deux phases par rapport à l'approche à une seule phase, et les résultats sont extrêmement proches des données expérimentales.
- ✚ L'introduction de forces magnétiques externes aide à stabiliser le fluide de travail.
- ✚ Les nanofluides hybrides contribuent à une réduction significative de la température moyenne du processeur jusqu'à 10 K au mieux par rapport à l'eau pure.
- ✚ Une augmentation excessive de la force magnétique réduit le taux de transmission de la chaleur, entraînant une élévation de la température du processeur. Par conséquent, il n'est pas recommandé d'utiliser de fortes forces magnétiques pour maintenir le taux de transfert de chaleur et obtenir une stabilité dans le mouvement du fluide.
- ✚ L'efficacité du fluide hybride s'améliore à mesure que le nombre de Reynolds et la fraction massique des nanoparticules augmentent.
- ✚ À mesure que la taille de la fraction de nanoparticules augmente, le liquide devient plus dense et plus visqueux, ce qui nécessite une augmentation de la puissance de la pompe pour le maintenir en mouvement.
- ✚ L'augmentation du nombre de Hartmann augmente la pression de chute et la puissance de pompage tout en réduisant l'efficacité du système.
- ✚ Les valeurs de Nusselt obtenues à partir du modèle de mélange diphasique sont supérieures à celles obtenues à partir du modèle monophasique.
- ✚ A partir des paramètres Re , φ_{hmf} et Ha , deux corrélations pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement ont été établies.



Partie VIII

Analyse du stockage d'énergie thermique d'un écoulement turbulent à convection forcée d'un tube absorbant ondulé contenant un nanofluides hybride à base de sel fondu rempli d'un matériau poreux



V. IX.1. OBJECTIF

Les sels fondus peuvent être considérés comme des fluides de transfert et de stockage de chaleur, en raison de leur avantage à conserver leurs propriétés physiques dans des conditions de température élevée, ce qui les rend polyvalents dans diverses applications, en particulier les centrales solaires thermiques. D'autre part, la technique d'ajout de nanoparticules aux sels fondus peut être considérée comme une méthode utile pour améliorer leur chaleur spécifique et leur conductivité thermique. Dans cette partie, nous avons mené une étude prospective visant à améliorer l'efficacité des tubes absorbants solaires utilisés dans les systèmes d'énergie solaire. Pour cela, les performances de stockage et de transfert de l'énergie thermique d'un flux turbulent à convection forcée d'un tube absorbant ondulé contenant un sel fondu à base de nanofluides hybrides rempli d'un matériau poreux ont été étudiées. Le fluide de travail est constitué de nanoparticules Al_2O_3 et Gr de diamètre inférieur à 100 nm dispersés dans trois types de sel fondu classique. Dans toutes les analyses réalisées, nous avons considéré que les concentrations volumétriques totales de nanoparticules (φ_{hnf}) étaient constituées de 50 % φ_{hnf} d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3) et 50 % φ_{hnf} de graphène (Gr). Les influences des caractéristiques des milieux poreux ($40 \leq \text{PPI} \leq 5$), des concentrations de nanoparticules ($0\% \leq \varphi_{hnf} \leq 8\%$), et du type de sel fondu (Hitec, sel solaire et Hitec XL) sur le comportement de fluide de travail, l'échange thermique, la chute de pression, la puissance de pompage, le coefficient de frottement et l'efficacité thermique ont été discutés.

V. IX.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME

Le domaine de calcul de notre simulation dans l'étude actuelle a été tiré d'un véritable système de collecteur parabolique, comme le montre la Figure V.IX.1. Pour améliorer l'efficacité thermique du tube absorbant traditionnel, nous avons ajouté des nanoparticules hybrides au sel fondu pour améliorer leurs propriétés thermophysiques. et l'utiliser comme fluide de travail. De plus, nous avons remplacé le tube absorbant droit par un tube absorbant ondulé rempli d'un matériau poreux. D'autre part, pour faciliter le processus de simulation, nous considérons que la surface du tube absorbant ondulé a une température constante. Enfin, la simulation a été menée sur une petite partie du tube absorbeur, dont la géométrie sera décrite en détail dans la section suivante.

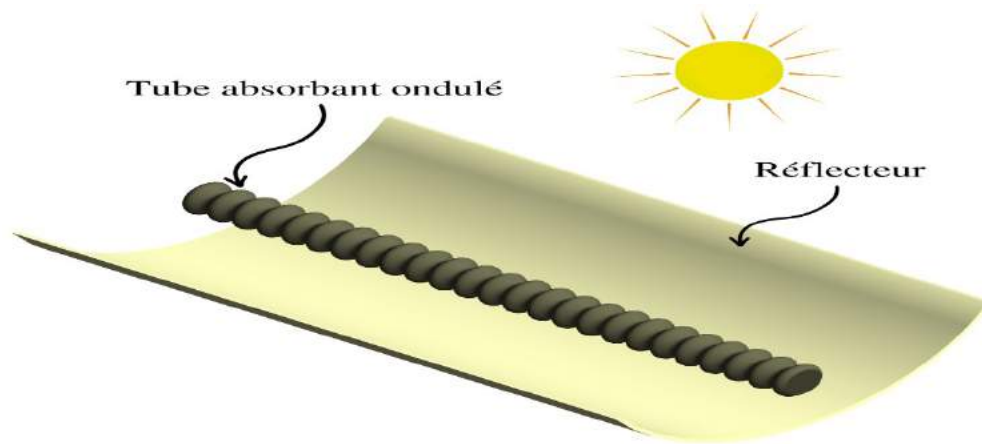


Figure V.IX.1. Représentation graphique d'un système de collecteur parabolique

V. IX.3. REPRÉSENTATION DU GÉOMÉTRIQUE

Dans cette recherche, une étude 3D de l'écoulement turbulent et de l'échange thermique de nanofluides hybrides à base de sels fondus a été réalisée à l'intérieur d'un tube absorbant ondulé rempli d'un matériau poreux. Le fluide de travail entre à l'entrée du champ de calcul avec une vitesse, $u = 2\text{m/s}$ et une température $T_{in} = 523\text{ K}$. De plus, nous avons considéré que la surface ondulée du canal a une température constant $T_h = 773\text{ K}$. Les spécificités de la représentation géométrique utilisée dans cette enquête sont illustrées à la Figure V.IX.2.

L'équation suivante peut être utilisée pour modéliser le profil de la paroi ondulée:

$$Y(x) = (D/2) + \alpha \sin(3\pi x/D) \tag{1}$$

Où, le diamètre du tube ondulé (D), l'amplitude d'onde (α) et la longueur d'onde (L) sont respectivement de 30 mm, 4 mm et 170 mm.

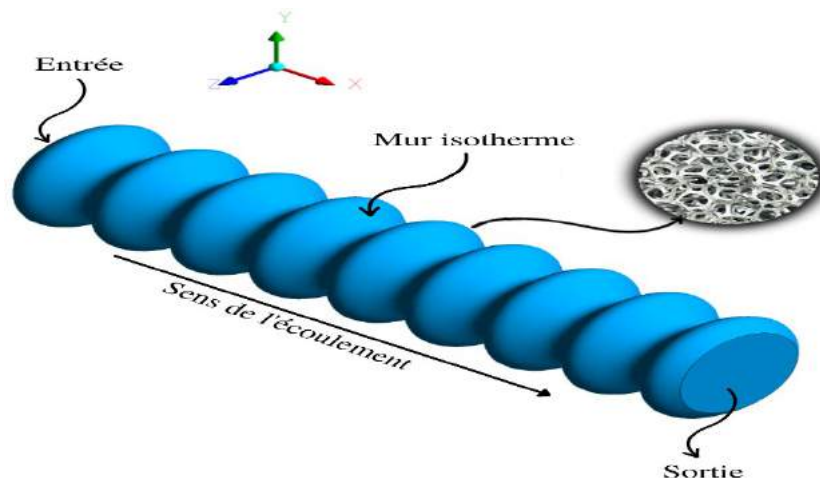


Figure V.IX.2. Description graphique du sujet à l'étude

V. IX.4. PROPRIÉTÉS DES NANOFLUIDES HYBRIDES

Dans cette analyse, les sels fondus suivants: Hitec, Hitec XL et Solar Salt ont été utilisés comme fluide de base. Ils sont largement utilisés dans les systèmes de stockage d'énergie thermique des centrales électriques à concentration, ainsi que dans les récepteurs centraux des systèmes de paraboles solaires et des tours solaires, pour fonctionner à des températures élevées sans changement de phase ni menaces d'instabilité. Hitec est un sel triple composé de nitrates alcalins de sodium et de potassium et de nitrites alcalins de sodium: 5 wt% KNO_3 + 47 wt% NaNO_2 + 48 wt% $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$. Hitec XL est également un mélange triple de sel, mais se compose de nitrate de sodium, de potassium et de calcium: 53 wt% NaNO_3 + 40 wt% KNO_3 + 7 wt% NaNO_3 . Le sel solaire est un sel binaire composé de nitrates de sodium et de potassium: 60 wt% of NaNO_3 + 40 wt% of KNO_3 . Les points de fusion des trois sels sont respectivement de 493 K, 415 K et 393 K. Les caractéristiques thermophysiques des trois sels fondus ($C_{p_{bf}}$, ρ_{bf} , k_{bf} , μ_{bf}) dépendant de la température (T en K) sont décrites à l'aide des équations (35 – 45) mentionnées au chapitre III. Les propriétés de fluide de base et des nanoparticules utilisées sont listées dans le Tableau III.3. Les expressions mathématiques (5, 17, 21 et 22) mentionnées au chapitre III, ont été utilisées pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides. Je souligne que les caractéristiques thermophysiques des trois sels fondus sont liées à la température, donc leurs expressions mathématiques utilisées ont été programmées à l'aide de code C++, puis intégrées dans logiciel Ansys Fluent. Dans la présente étude, nous nous sommes appuyés sur des recherches empiriques effectuées par Calmidi et Mahajan [218] pour choisir les caractéristiques du milieu poreux, où nous avons sélectionné les caractéristiques de trois types de mousse et les avons présentées dans le Tableau V.IX.1.

Tableau V.IX.1. Propriétés de la mousse métallique

Porosité (ϵ)	PPI	Diamètre de pore (m)	C_F	K ($\times 10^{-7} \text{m}^2$)
0.9726	5	0.00402	0.097	2.7
0.9546	20	0.00270	0.093	1.3
0.9272	40	0.00202	0.089	0.61

V. IX.5. SOLUTION NUMÉRIQUE

Cette recherche a résolu le modèle physique fourni par les formules gouvernantes, les

conditions aux limites, les caractéristiques des nanofluides hybrides et les propriétés de la mousse d'aluminium en utilisant la technique des volumes finis. Les estimations numériques des paramètres mentionnés ont été générées à l'aide du logiciel Ansys Fluent [197]. Un schéma de second ordre UPWIND [201] a été utilisé pour estimer les paramètres convectifs dans les équations gouvernantes. De plus, la technique Coupled a été utilisée pour le couplage pression-vitesse. Le critère de convergence pour tous les paramètres est 10^{-5} . Figure V.IX.3. Montre une représentation approximative du maillage qui a été utilisé.

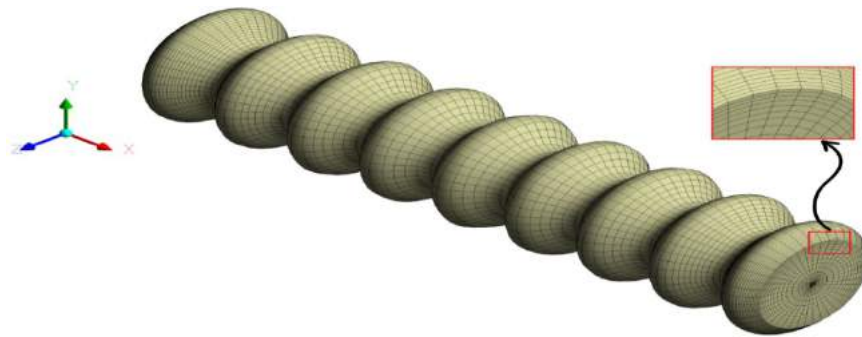


Figure V.IX.3. Représentation du maillage utilisé

Le fluide de travail turbulent dans le tube ondulé a été modélisé à l'aide du modèle standard de type $k - \epsilon$, avec l'utilisation du traitement de paroi amélioré [219]. Dans la simulation, toutes les cellules adjacentes aux parois sont fortement maillées pour atteindre y^+ inférieur à 5, comme indiqué à la Figure V.IX.4.

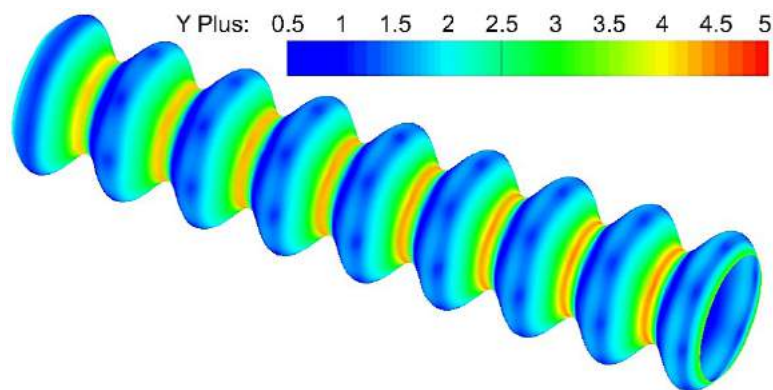


Figure V.IX.4. Valeurs de y^+ sur la surface du tube ondulé

V. IX.6. EFFET DU MAILLAGE

La structure du maillage est cruciale pour obtenir une bonne précision et fiabilité dans la simulation. Ainsi, une grande densité de maillage est nécessaire près de la paroi ondulée où les

fluctuations de température et de vitesse sont importantes. Pour examiner l'influence du maillage de la recherche actuelle, cinq maillages avec des nombres de nœuds variables ont été utilisés, comme indiqué dans le Tableau V.IX.2. Ensuite, nous avons vérifié la fiabilité des résultats de l'échange thermique et du mouvement des fluides en comparant la température moyenne et le coefficient de frottement le long du mur ondulé avec les résultats obtenus. L'évaluation indépendante du maillage a été réalisée dans la recherche actuelle dans les circonstances suivantes : le fluide de travail est Graphene – Al₂O₃ / Hitec hybride nanofluide, $u = 2$ m/s, $\varphi_{hnf} = 8\%$ et $\varepsilon = 0.9726$. Les résultats indiquent que la variation des résultats dans les cas 4 et 5 n'est pas considérable, avec des différences très modestes dans les résultats projetés. En conclusion, la grille avec 1.7×10^6 nœuds a été adoptée pour les simulations afin d'obtenir les résultats, car elle fournit un équilibre approprié entre le temps de calcul et la précision de la solution ; par conséquent, nous dépendrons de cette grille dans tous les cas que nous avons évalués.

Tableau V.IX.2. Résultats de l'indépendance du maillage

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4	Maillage 5
Nodes (x 10⁶)	0.8	1.1	1.4	1.7	2
Y⁺	7.39	5.89	4.67	3.04	2.74
T_{avr}	739.41	744.04	746.65	747.33	747.81
f	0.0223	0.0214	0.0208	0.0205	0.0203

V. IX.7. RÉSULTATS

V. IX.7.1. Validation

Avant de commencer la simulation, il est nécessaire de valider l'approche informatique employée dans cette étude en comparant les résultats à Chen et al. [130]. Les auteurs ont étudié le transfert de chaleur par convection forcée dans un canal circulaire d'un nanofluide à base de sel fondu KNO₃-CA(NO₃)₂ et 1% en poids de nanoparticules de SiO₂ d'un diamètre de 20 nm. La Figure V.IX.5. Illustre la variation du nombre de Nusselt (Nu) en fonction du nombre de Reynolds (Re) pour deux fluides de travail, le sel fondu et le nanofluide de sel fondu. Les résultats suggèrent que les valeurs de Nu concordent bien avec les données empiriques présentées dans [130], avec une erreur de moins de 5 % entre nos prédictions et les études empiriques. Par conséquent, il est raisonnable de conclure que la technique de calcul adoptée donne une solution approximative au problème étudié avec une précision et une fiabilité adéquates.

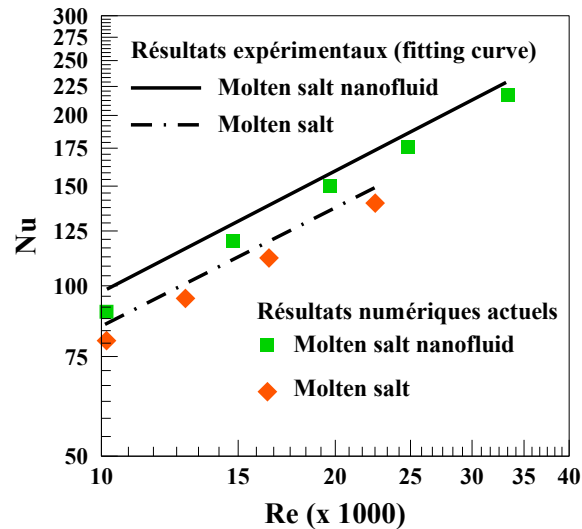


Figure V.IX.5. Comparaison des résultats de l'étude actuelle avec ceux de chen et al.

V. IX.7.2. Champs thermiques

La Figure V.IX.6a. Montre la distribution du nombre de Nusselt sur la surface ondulée et l'isotherme dans le tube absorbant ondulé à $Re = 1500$ avec divers PPI. Les contours isothermes illustrent clairement les importantes variations de température entre les rainures et les zones proches de l'axe central de l'écoulement constant. L'explication pourrait être que la vitesse du fluide augmente dans les parties convergentes, permettant un transfert facile de la chaleur hors du canal, tandis qu'elle diminue dans les régions divergentes, contribuant à l'accumulation de chaleur là-bas. La raison en est peut-être que la vitesse du fluide augmente dans les régions convergentes, ce qui permet un transfert facile de la quantité de chaleur hors du canal, tandis qu'elle diminue dans les régions divergentes, contribuant à l'accumulation de chaleur à cet endroit. De plus, nous remarquons que l'augmentation et la réduction de la vitesse aux différentes parties du canal en raison de la forme de la paroi extérieure ondulée conduisent à une amélioration des gradients de vitesse et de température. Cela réduit l'épaisseur de la couche limite thermique, ce qui améliore le taux de transmission de la chaleur, comme l'illustre la Figure V.IX.6b. Lorsque les valeurs du PPI diminuent, la température à l'intérieur du canal diminue. La justification logique de ces observations peut être la capacité du nanofluide hybride à passer facilement à l'intérieur du matériau poreux avec un débit élevé et à transférer une plus grande quantité de chaleur à l'extérieur du canal ondulé. Ceci s'accompagne d'une amélioration du taux d'échange thermique, comme le montrent les figures ci-dessous.

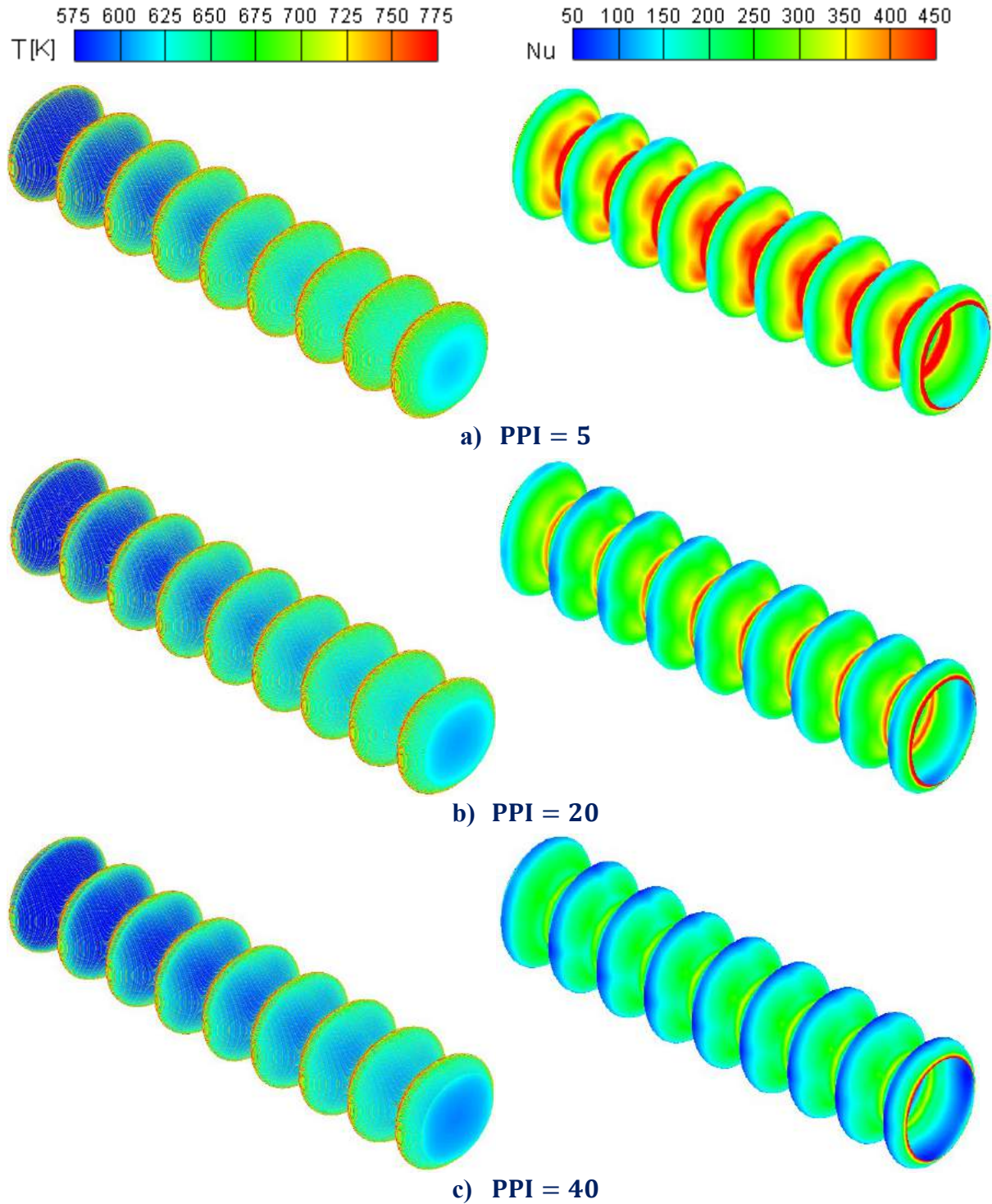
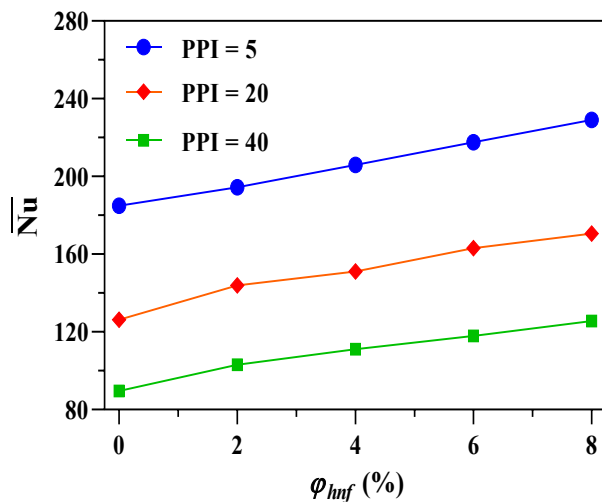


Figure V.IX.6. Contours du Nu et de la température pour différentes valeurs de PPI

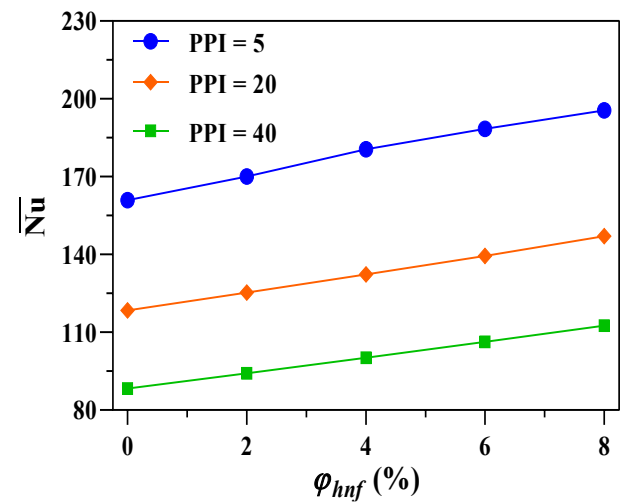
V. IX.7.3. Nombre de Nusselt

Figure V. IX.7. Montre les changements de \overline{Nu} en termes de φ_{hnf} à différentes valeurs de

PPI pour tous les types de sels fondus employés. Les résultats suggèrent que le nombre de \overline{Nu} croît avec l'augmentation de la concentration en nanoparticules en raison de l'amélioration de la conductivité thermique des sels fondus de base. En fait, l'introduction de particules dans les différents sels fondus étudiés améliore les caractéristiques thermiques des nanofluides hybrides résultants, améliorant ainsi le taux d'élimination de la chaleur interne. Par exemple, à $\varphi_{hnf} = 8\%$ avec PPI = 5, les valeurs de \overline{Nu} peuvent être améliorées de 28,7%, 21,5%, et 22,3% pour Hitec, Hitec XL, et le sel solaire, respectivement. En outre, les recherches montrent que le taux de transmission de la chaleur diminue à mesure que les valeurs de PPI diminuent. Une explication plausible de ces résultats pourrait être la capacité des nanofluides hybrides à perméabiliser le milieu poreux en grande quantité. Par exemple, en réduisant le PPI de 40 à 5 à $\varphi_{hnf} = 8\%$, les valeurs de \overline{Nu} peuvent être augmentées de 45,2%, 42,4%, et 39,5% en utilisant Hitec, Hitec XL, et le sel solaire, respectivement. Les résultats ont également révélé que les valeurs du sel solaire offrent le taux de transfert de chaleur le plus élevé par rapport à Hitec XL et au sel solaire. À titre d'exemple, pour $\varphi_{hnf} = 8\%$ et PPI = 5, les valeurs de \overline{Nu} pour Hitec se sont améliorées de 18,6 % et 6 % par rapport à Hitec et Hitec XL, respectivement.



a) Hitec



b) Hitec XL

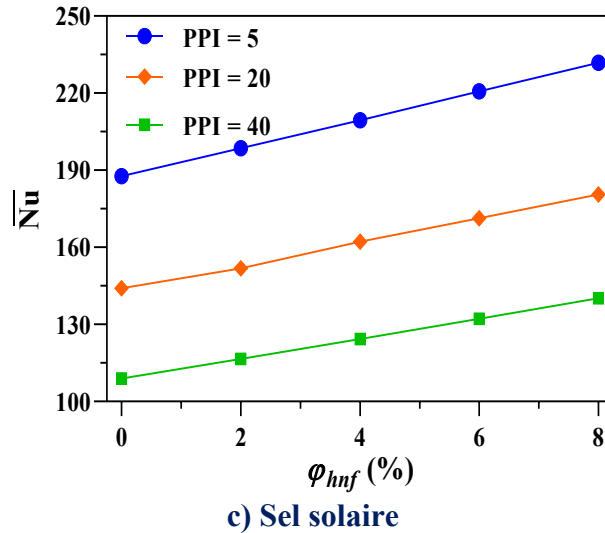


Figure V.IX.7. Variation de \overline{Nu} en fonction de ϕ_{hmf} à différents PPI

L'ajout de nanomatériaux aux différents sels fondus étudiés a une influence favorable sur les caractéristiques thermiques des nanofluides résultants, ce qui conduit donc à une amélioration du taux d'élimination de la chaleur interne, présentée en termes de \overline{Nu} sur la Figure V.IX.7. En revanche, ces particules ont un effet négatif sur les sels fondus en raison de l'augmentation de leur viscosité. Figure V.VIII.8. Représente les changements du coefficient de friction de peau (f) en termes de ϕ_{hmf} à différentes valeurs de PPI pour tous les types de sels fondus employés. Les résultats impliquent que le coefficient f augmente avec l'augmentation de ϕ_{hmf} en raison d'une augmentation de la viscosité des sels fondus de base. On remarque que les valeurs du coefficient de friction sont très proches entre les trois sels. De plus, les résultats suggèrent que le facteur f augmente avec les valeurs de PPI, ce qui pourrait être dû à une réduction de la porosité du matériau poreux, rendant difficile la pénétration du liquide de travail, ce qui entraîne une friction élevée entre le liquide et le matériau poreux. Par exemple, en augmentant les valeurs de PPI de 5 à 40, l'introduction de 8% de nanoparticules dans les sels fondus de base suivants: Hitec, sel solaire et Hitec XL augmente les valeurs du coefficient f de 24,5 %, 24,4 % et 26,9 %, respectivement.

V. IX.7.4. Coefficient de frottement

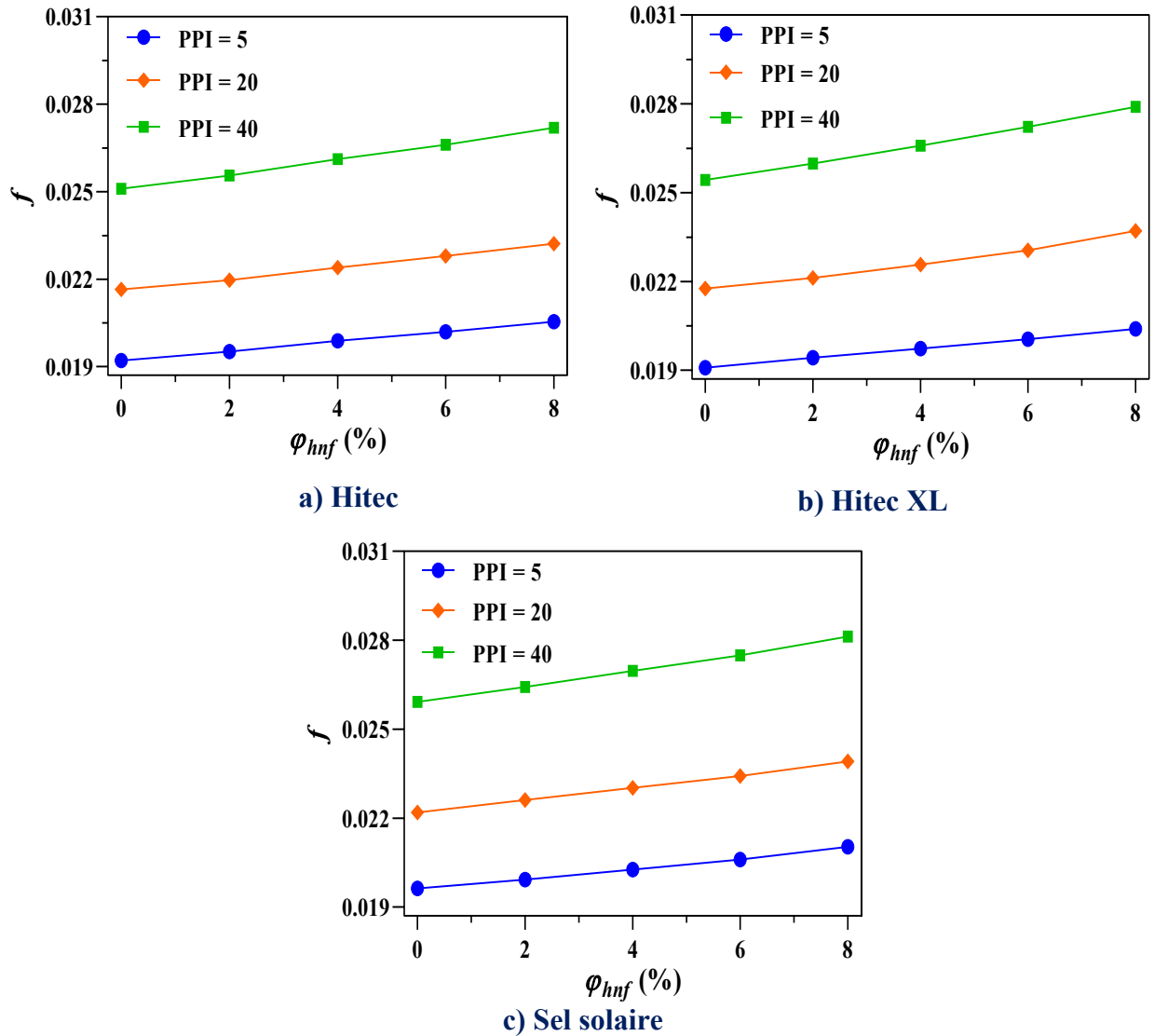
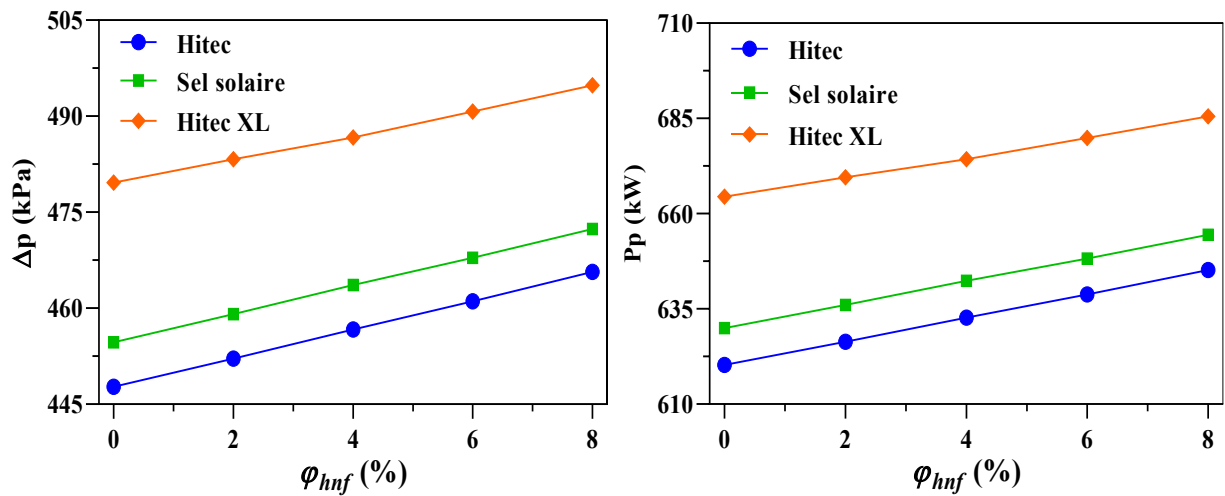


Figure V. IX.8. Variation de f en fonction de φ_{hnf} à différents PPI

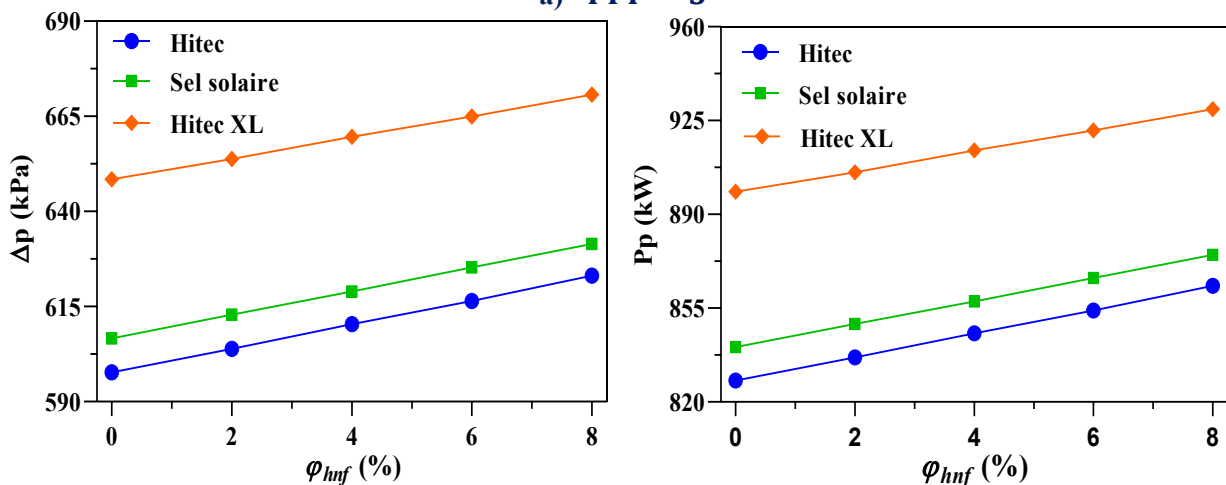
V. IX.7.5. Chute de pression et puissance de pompage

Figure V. IX.9. Montre la variation de la pression de chute (Δp) et de la puissance de pompage (P_p) en fonction de la fraction volumique des nanoparticules φ_{hnf} pour trois sels fondus distincts (Hitec, Sel solaire, et Hitec XL). Les résultats démontrent évidemment que les valeurs de Δp et P_p augmentent considérablement lorsque davantage de nanoparticules sont ajoutées aux sels fondus employés, et ce phénomène peut être attribué à l'augmentation de la densité et de la viscosité des sels fondus. Par exemple, à PPI = 5, nous avons observé que l'introduction de 8 %

de nanomatériaux dans les sels fondus de base suivants : Hitec, sel solaire et Hitec XL a amélioré les valeurs de Δp et P_p de 3,89%, 3,31% et 3,75%, respectivement. D'autre part, nous remarquons que les valeurs des $Al_2O_3 - Gr/Hitec$ nanofluides hybrides sont supérieures à celles des autres nanofluides hybrides à base de sels fondus, ce qui peut être dû aux caractéristiques thermophysiques spécifiques de chaque liquide de sel fondu telles que la densité et la viscosité. En outre, nous avons constaté que les valeurs Δp et P_p de tous les nanofluides hybrides à base de sels fondus employés augmentent lorsque la valeur de PPI croît. L'explication pourrait être qu'une porosité plus élevée (PPI plus faible) élève la surface d'écoulement libre dans le canal ondulé, ce qui entraîne un coefficient de friction plus faible (Voir Figure V. IX.8.). Par conséquent, Δp et P_p diminuent tous deux. Par exemple, à $\varphi_{hnf} = 8\%$, nous remarquons que l'augmentation des valeurs PPI de 5 à 40 augmente les valeurs de Δp et P_p de 45,12%, 45,98%, et 47,63% en utilisant les sels fondus suivants: Hitec, Sel solaire, et Hitec XL, respectivement.



a) PPI = 5



b) PPI = 20

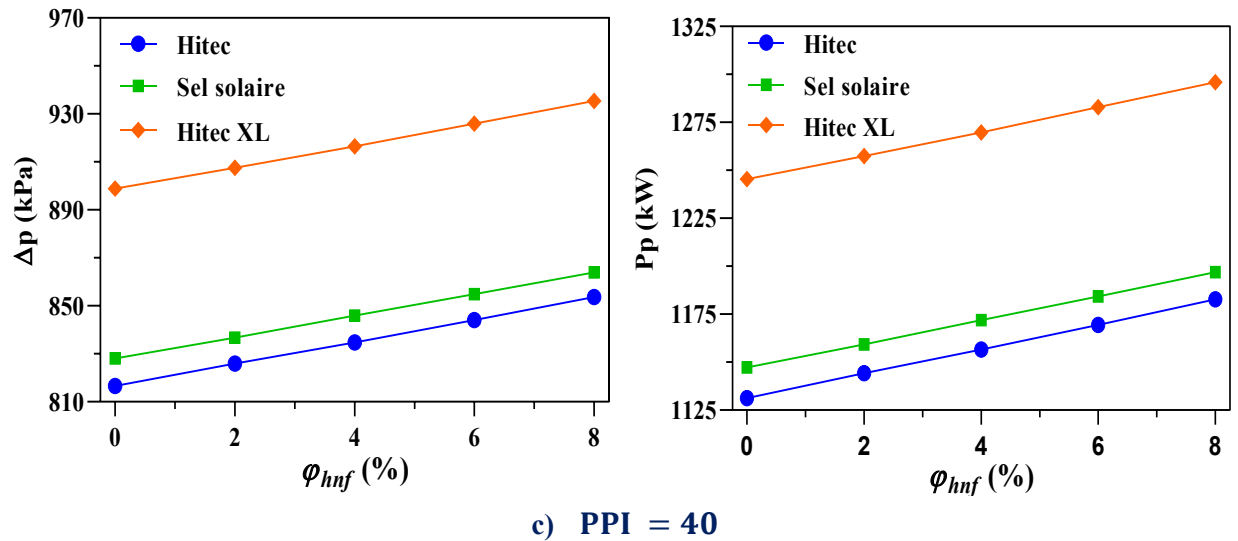


Figure V.IX.9. Variation de Δp en fonction de φ_{hnf} à différents PPI

V. IX.7.6. Efficacité thermique

Les impacts de diverses mousses métalliques sur l'efficacité thermohydraulique de plusieurs fractions volumiques de nanoparticules avec trois sels fondus ont été examinés dans cette section. Figure V. IX.10. Indique clairement que l'efficacité de notre système augmente à mesure que φ_{hnf} et PPI croissent pour tous les sels fondus employés. D'autre part, nous observons que le sel fondu le plus efficace est Hitec avec le tout φ_{hnf} utilisé, tandis que les autres sels fondus fournissent presque la même efficacité et leurs valeurs sont inférieures à celles de Hitec. Par exemple, à $\varphi_{hnf} = 8\%$ et PPI = 40, l'efficacité du sel fondu à base de nanoparticules par rapport au sel fondu de base peut être augmentée de 27%, 19% et 20% pour Hitec, Hitec XL et le sel solaire, respectivement. Ces résultats peuvent être dus à l'ajout de Al_2O_3 et de Gr de nanoparticules au sel fondu de base, ce qui modifie ses caractéristiques physiques telles que la conductivité et la chaleur spécifique. Où nous avons constaté que la nanoparticule hybride à base de sel fondu Hitec avec les conditions suivantes: $\varphi_{hnf} = 8\%$ et PPI = 40, offre une efficacité supérieure de 10 % et 9 % par rapport à Hitec XL et au sel solaire, respectivement. En ce qui concerne l'augmentation de l'efficacité des fluides utilisés, les valeurs du PPI augmentent. Nous pouvons l'expliquer en disant que cet incrément permet d'augmenter la surface de contact (augmentation de la surface de transmission thermique) entre le fluide et le matériau poreux d'une part, et il permet également le passage d'une grande quantité de fluide utilisé à l'intérieur du canal d'autre part. Par conséquent, la chaleur transmise hors du canal augmente de manière significative, ce qui améliore

l'efficacité du fluide utilisé. Par exemple, en augmentant le PPI de 5 à 40 à $\varphi_{hnf} = 8\%$, l'efficacité peut être augmentée de 12,6%, 3,9%, et 4,1%, en utilisant Hitec, Hitec XL, et le sel solaire, respectivement. En outre, le résultat démontre que l'efficacité des fluides utilisés dans l'étude est toujours supérieure à un ($\eta > 1$). Cela implique que l'efficacité du transfert de chaleur est supérieure à l'énergie utilisée pour entraîner le liquide ou à la puissance de pompage, et peut donc être acceptée comme une solution au problème de l'augmentation de la transmission de chaleur, permettant au système d'être employé dans des applications d'énergie solaire.

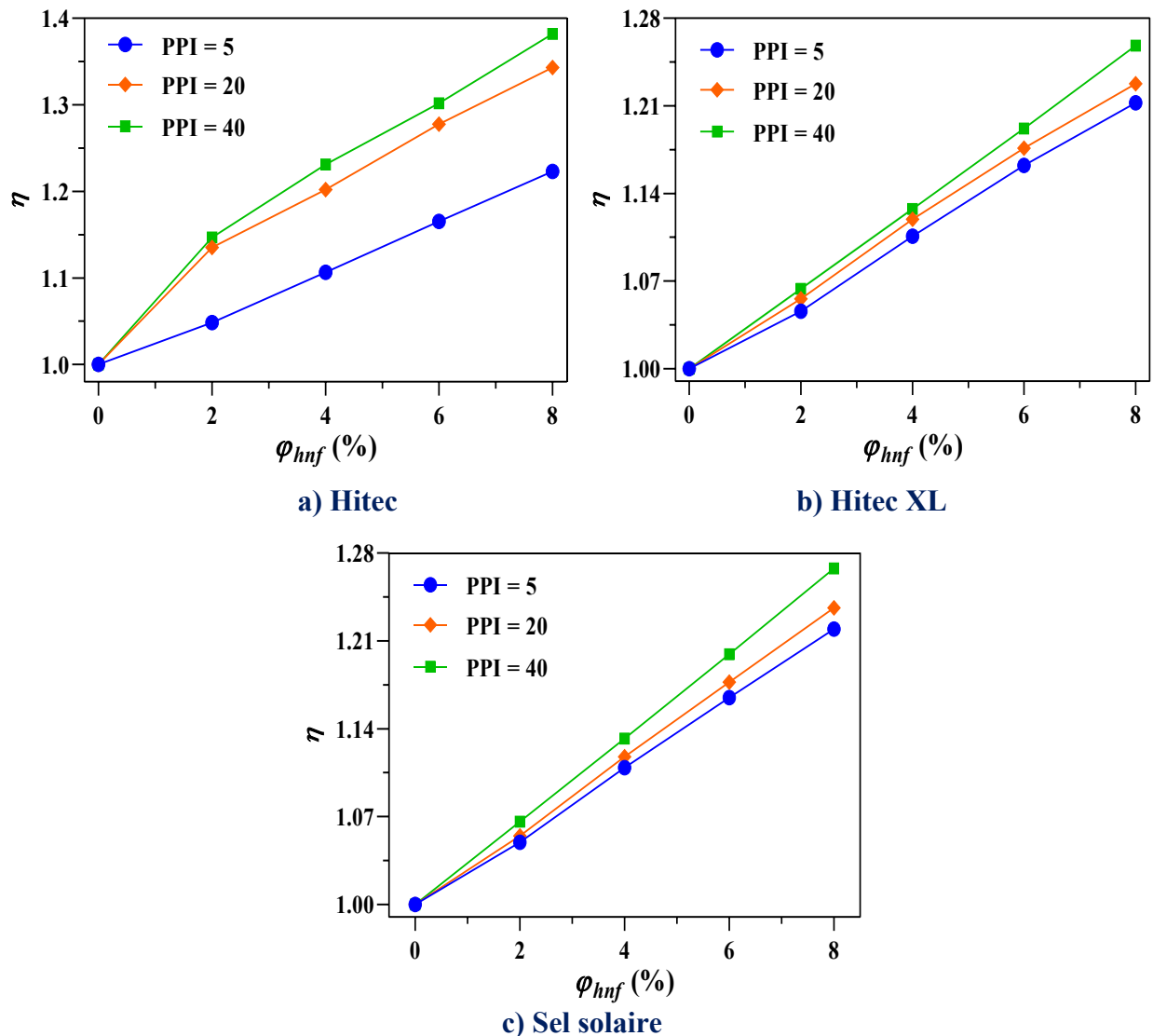


Figure V.IX.10. Variation de η en fonction de φ_{hnf} à différents PPI

V. IX.8. CONCLUSION

Dans cette recherche, le transfert de chaleur, la pression de chute et l'efficacité thermique de l'écoulement turbulent à convection forcée d'un tube absorbeur ondulé contenant un nanofluide hybride $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Gr}$ à base de sel fondu rempli d'un matériau poreux ont été étudiés. Les résultats de l'étude peuvent être résumés par les points suivants:

- La diminution des valeurs de PPI augmente le taux de transmission de la chaleur.
- Le sel fondu Hitec a un coefficient de friction et une perte de pression plus faibles que le Hitec XL et le sel solaire.
- Le sel fondu solaire contribue à un taux de transmission de chaleur plus élevé que Hitec et Hitec XL.
- À mesure que la fraction volumique des nanoparticules augmente, les sels fondus employés deviennent plus denses et plus visqueux, ce qui nécessite une augmentation de la puissance de la pompe pour maintenir leur mouvement.
- En augmentant les valeurs de PPI, on augmente le coefficient de friction, la pression de chute, la puissance de pompage et l'efficacité du système pour tous les nanofluides hybrides à base de sels fondus.
- L'utilisation du sel fondu Hitec contribue à une augmentation de l'efficacité du système de 10 % et 9 % par rapport au Hitec XL et au sel solaire, respectivement.
- L'efficacité du fluide de travail s'améliore lorsque la quantité de nanoparticules dispersées augmente.
- La stratégie suggérée peut être utilisée pour augmenter l'efficacité des sels fondus conventionnels en incluant des nanoparticules hybrides.



Partie IX

Simulations à grande échelle d'un écoulement turbulent avec un nanofluide hybride soumis à un chauffage symétrique et asymétrique



V.X.1. OBJECTIF

L'analyse du mouvement des fluides et du transfert de chaleur des nanofluides lorsqu'ils sont employés dans des capteurs solaires plats, des paraboles solaires et des centrales électriques futures est très peu étudiée. Cette étude comprend une analyse numérique approfondie de l'utilisation des nanofluides à l'intérieur d'un récepteur thermique pour évaluer la possibilité d'améliorer son efficacité. Toutes les simulations ont été effectuées dans une petite partie d'un récepteur thermique, qui est similaire à un canal bipériodique soumis à un chauffage symétrique et asymétrique. L'objectif est d'améliorer l'efficacité des systèmes solaires en utilisant des nanofluides $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{eau}$ et des nanofluides hybrides $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu}/\text{eau}$ au lieu des fluides traditionnels (tels que l'eau et l'huile). Les nanoparticules dispersées dans le fluide de base H_2O , pour produire les nanofluides conventionnels et hybrides, sont respectivement Al_2O_3 et $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu}$ avec un diamètre de 20 nm. Dans toutes les simulations, nous avons considéré que la fraction volumique totale des nanoparticules (φ) était composée de 60 % φ d'oxyde d'aluminium (Al_2O_3) et 40 % φ de cuivre métallique (Cu) pour le nanofluide hybride, et 100 % φ d'oxyde d'aluminium pour le nanofluide simple. La simulation thermique à grande échelle (T-LES) a été utilisée pour simuler l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur à l'intérieur du domaine de calcul. Cette recherche vise à fournir une meilleure compréhension de la physique pour l'écoulement turbulent de nanofluide hybride à l'intérieur d'un canal tridimensionnel soumis à un chauffage symétrique et asymétrique. En outre, elle a évalué l'impact des nanoparticules sur la vitesse, la température, le flux de chaleur turbulent, la turbulence de la contrainte de Reynolds et le coefficient de transfert de chaleur. Les résultats de cette étude peuvent être utilisés pour promouvoir l'utilisation des nanofluides dans les systèmes CSP et fournir des informations sur les nombreux aspects du mouvement des fluides et du transfert de chaleur.

V.X.2. DESCRIPTION DU PROBLÈME

Le présent travail souligne la nécessité d'utiliser des nanofluides hybrides turbulents dans les systèmes d'énergie solaire par rapport aux fluides traditionnels, en raison de leurs caractéristiques physiques améliorées qui contribuent à augmenter le coefficient de transfert de chaleur. Pour faciliter le calcul, tous les cas de simulation ont été réalisés sur une petite partie d'un récepteur thermique. Nous avons utilisé une géométrie simplifiée correspondant à la configuration du canal académique avec chauffage symétrique et asymétrique, comme le montre la Figure V.X.1.

Le canal est considéré comme périodique dans des directions homogènes et les conditions aux limites sans glissement sont utilisées aux parois. Les températures des parois sont fixées à la fois spatialement et temporellement. Les dimensions du canal suivantes: $S_x = 4\pi h$, $S_z = 2h$ et $S_y = 2\pi h$ avec $h = 1.175$ mm ont été invoquées dans toutes les simulations effectuées dans cette étude.

L'étude actuelle utilise les simulations thermiques à grande vitesse (T-LES) pour étudier le transfert thermique convectif d'un écoulement turbulent entièrement développé dans le domaine physique étudié. Le logiciel TrioCFD [220] basé sur la technique des volumes finis a été utilisé pour générer les solutions de calcul pour les différentes variables. Le schéma QUICK proposé par Leonard [207] et le schéma centré du second ordre ont été utilisés pour la discrétisation des termes de convection et de diffusion, respectivement, dans les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Les propriétés de fluide de base et des nanoparticules utilisées sont listées dans le Tableau III.3. Les expressions mathématiques (6, 18, 21 et 22) mentionnées au chapitre III, ont été utilisées pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides.

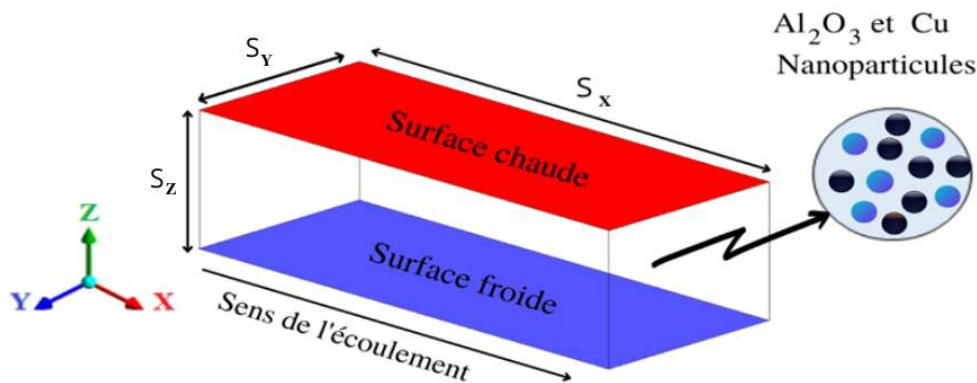


Figure V.X.1. Représentation graphique des dimensions du problème (Chauffage asymétrique)

V.X.3. EFFET DU MAILLAGE

Pour obtenir de bonnes prédictions en utilisant la simulation thermique aux grandes échelles (T-LES), la taille des cellules doit être fine près des parois, où les gradients de vitesse et de température sont importants. Pour réaliser la simulation numérique dans l'étude actuelle, nous nous sommes appuyés sur une grille hexaédrique homogène inhomogène dans les directions avec un raffinement suffisant de la même grille près des parois latérales normales ($\Delta y^+ < 1$). Tous les calculs sont effectués en utilisant une grille très fine le long des parois normales, avec une grille globale de 2.3 millions de cellules réparties comme suit : $N_x = 160$, $N_y = 152$ and $N_z = 96$.

Le Tableau V.X.1. Présente les caractéristiques du maillage qui ont été utilisées à $Re_\tau = 260$, tandis que la Figure V.IX.2. Montre une représentation de la grille adoptée.

Tableau V.X.1. Propriétés du maillage utilisé près des parois chaudes

Propriétés de maillage	Δx^+	$\Delta y^+(0)$	$\Delta y^+(h)$	Δz^+
Grille la plus fine	20,5	0,3	8,4	17,1

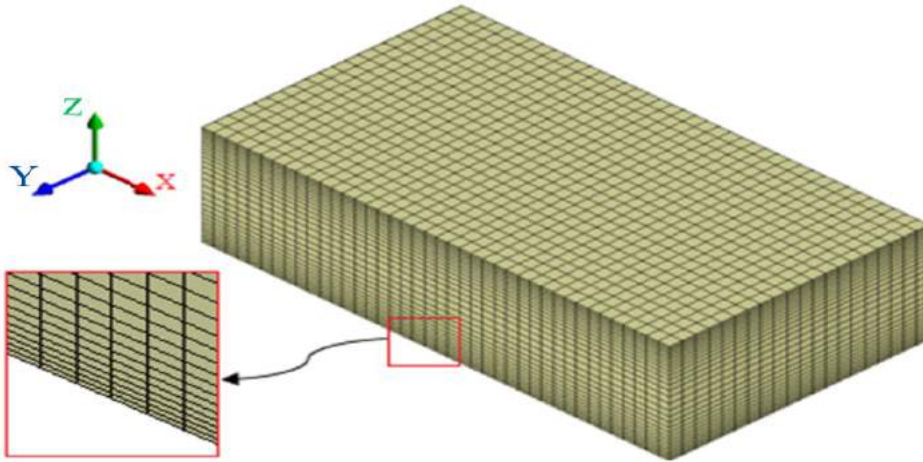


Figure V.X.2. Image du maillage sélectionné

Plusieurs normalisations sont appliquées: $y_i^+ = y_i U_\tau / \nu$, $U_i^+ = U_i / U_\tau$, $\theta = (T_\omega - T) / \theta_\tau$, $\langle R_{ij} \rangle^+ = \langle U_i' U_j' \rangle / U_\tau^2$ and $\langle R_{i\theta} \rangle^+ = \langle U_i' \theta' \rangle / (U_\tau T_\tau)$. $\langle R_{\theta\theta} \rangle^+ = \langle \theta' \theta' \rangle / (T_\tau)^2$. R_{ij} , $R_{i\theta}$ and $R_{\theta\theta}$ représentent les corrélations vitesse – vitesse, vitesse – température et température – température, respectivement. Où: $U_i' U_j' = \langle U_i U_j \rangle - \langle U_i \rangle \langle U_j \rangle$, $U_i' \theta' = \langle U_i \theta \rangle - \langle U_i \rangle \langle \theta \rangle$ et $\langle \theta' \theta' \rangle = \langle \theta \theta \rangle - \langle \theta \rangle \langle \theta \rangle$. L'exposant "+" indique qu'elle a été normalisée à l'aide de la vitesse et de la température de frottement définies comme: $U_\tau = \sqrt{\nu \partial U / \partial y}$ and $\theta_\tau = \phi_\omega / (\rho C_p U_\tau)$, respectivement. Où: $\phi_\omega = k \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial y}$ représente le flux thermique de paroi. $U = \langle U \rangle + U'$ où U , $\langle U \rangle$ and U' indiquent respectivement la vitesse, la composante de vitesse moyenne et la composante fluctuante.

V.X.4. RÉSULTATS

V.X.4.1. Validation

À la connaissance des auteurs, aucune recherche sur les nanofluides hybrides n'a été menée en utilisant le modèle T-LES (Simulation thermique aux grandes échelles). Ainsi, pour valider l'approche utilisée dans ce travail, une évaluation numérique a été réalisée dans des circonstances isothermes en utilisant le modèle T-LES, et les résultats obtenus ont été comparés aux données DNS de Moser et al. [221] à $Re_\tau = 180$. Figure V.X.3. Illustre les variations des statistiques de turbulence pour nos résultats utilisant le modèle T-LES et les résultats DNS donnés dans la référence [221]. La figure ci-dessous montre qu'il y a un bon accord entre nos résultats et ceux du DNS avec une erreur maximale ne dépassant pas 2%. Par conséquent, on peut conclure que l'approche numérique utilisée peut résoudre le problème en question avec une précision et une fiabilité suffisantes.

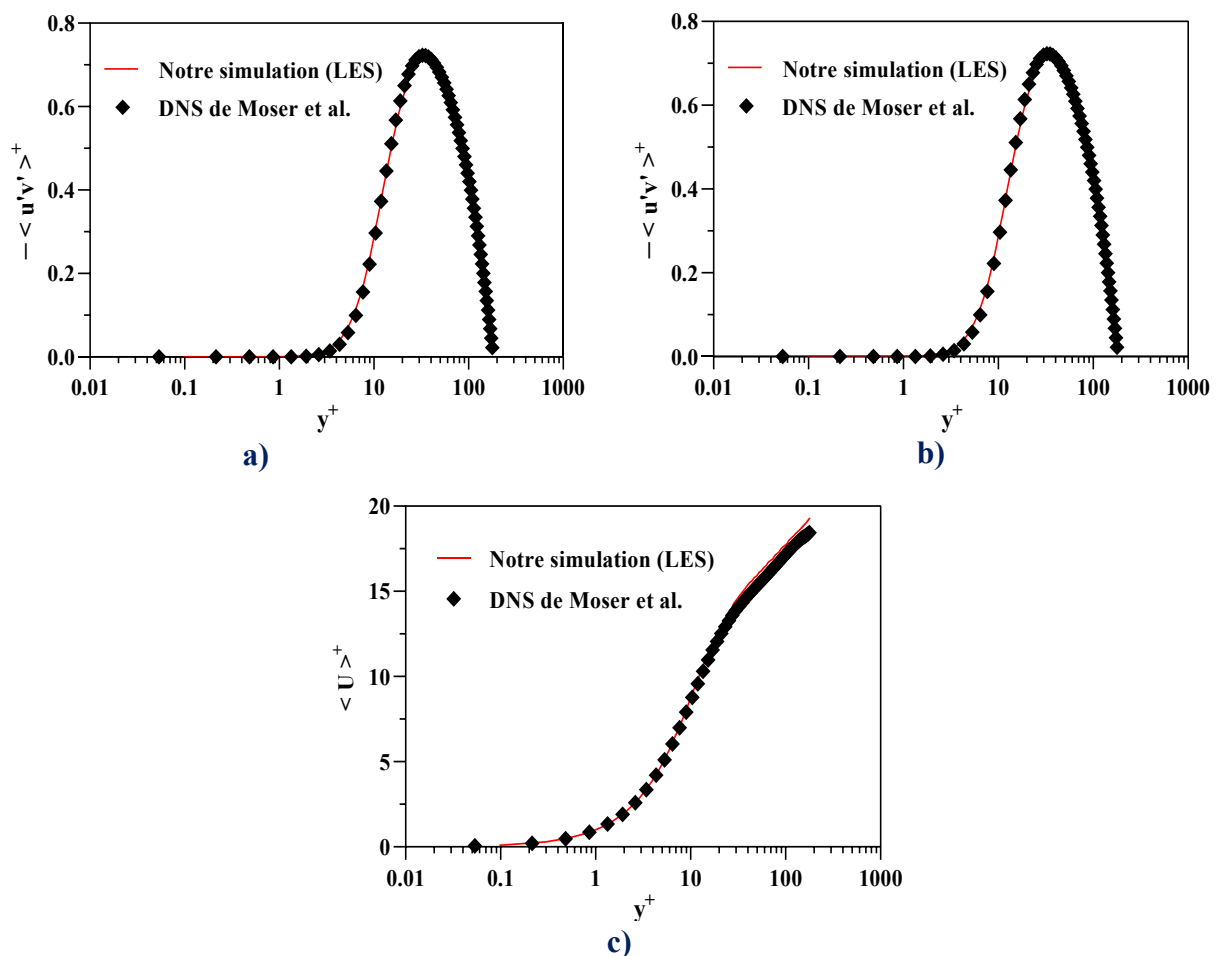


Figure V.X.3. Comparaison de nos résultats actuels avec les données DNS de Moser et al.

Comme il n'y avait pas d'étude antérieure dont les résultats étaient similaires à ceux de la présente recherche, nous avons comparé les résultats de l'approche T-LES avec les nombreuses corrélations et résultats expérimentaux qui ont été rapportés dans la littérature. Dans ce cas, nous avons utilisé de l'eau pure et des nanofluides comme fluides de travail pour estimer la fiabilité et la précision du système en validant l'équation énergétique et les expressions mathématiques employées pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides basés dans l'étude actuelle. Plusieurs équations disponibles dans la littérature ont été utilisées pour prédire le nombre de Nusselt pour l'eau pure, qui sont énoncées dans les équations (1) - (4) comme suit:

- Jo et al. [222]:

$$Nu_D = 0,0059Re^{0,9383}Pr^{0,4} \quad (1)$$

- Dittus and Boelter [223]:

$$Nu_D = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (2)$$

- Bejan [224]:

$$Nu_D = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4} \quad (3)$$

- Gnielinski [225]:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (4)$$

Où : Nu, Re, Pr, f représentent respectivement le nombre de Nusselt, le nombre de Reynolds, le nombre de Prandtl et le coefficient de friction.

Le coefficient de friction (f) peut être déterminé à l'aide de la formule de Colebrook [226] comme suit :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad (5)$$

Où ε est la rugosité anticipée du canal.

Le nombre de Nusselt est calculé avec les résultats de T-LES et comparé aux corrélations fournies par Jo et al. [222], Dittus et Boelter [223], Bejan [224] et Gnielinski [225], qui sont données dans les équations (1) à (4), respectivement. Figure V.X.4. illustre les variations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour les simulations numériques et les corrélations utilisant l'eau comme liquide de fonctionnement. Les résultats montrent que les différences entre nos simulations et les corrélations sont inférieures à 9%. Nous pouvons donc

conclure que l'équation énergétique utilisée donne de bons résultats et devrait être utilisée dans la simulation actuelle.

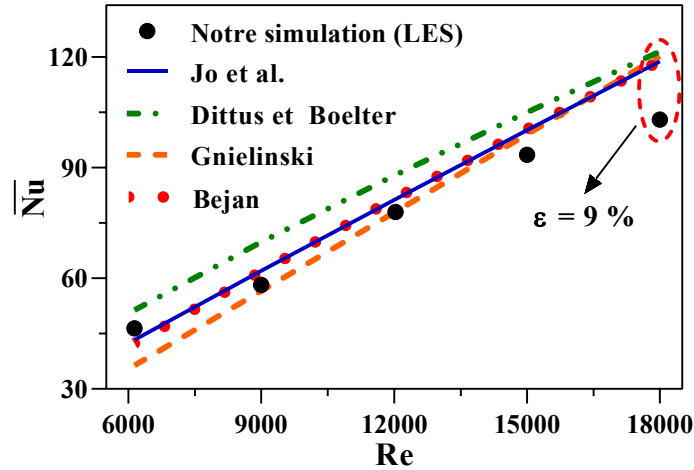


Figure V.X.4. Comparaison de nos résultats avec ceux de nombreuses corrélations qui ont utilisé l'eau comme fluide de travail

En outre, diverses corrélations [227-230] et résultats expérimentaux [231-232] ont été utilisés pour estimer les nombres de Nusselt pour les écoulements turbulents avec des nanofluides et les comparer aux résultats de calcul:

Xuan and Li [227]:

$$Nu_D = 0,0059(1 + 7,6286\varphi^{0,6886}Pe^{0,001})Re^{0,9238}Pr^{0,4} \quad (6)$$

Duangthongsuk and Wongwises [228]:

$$Nu_D = 0,074Re^{0,707}Pr^{0,385}\varphi^{0,074} \quad (7)$$

Vajjha et al. [229]:

$$Nu_D = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,3}(1 + 0,1771\varphi^{0,1465}) \quad (8)$$

Esfé et al. [230]:

$$Nu_D = 0,0129Re^{0,9363}Pr^{0,3167}\varphi^{0,0932} \quad (9)$$

Figure V.X.5. illustre les variations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour les simulations numériques, les corrélations et les estimations expérimentales en utilisant les nanofluides Al_2O_3 – eau comme fluide de travail avec une fraction volumique de nanoparticules égale à 0,5 %. Toutes les courbes sont proches les unes des autres et ont la même tendance, avec un léger désaccord entre les résultats, ce qui donne une erreur maximale ne dépassant pas ± 10 %. Il est possible de déduire que l'approche que nous avons utilisée pour évaluer

les caractéristiques des nanofluides est efficace et fiable. Enfin, nous pouvons noter que les résultats obtenus par la simulation ont fourni une solution approximative par rapport à de nombreux travaux antérieurs. Ainsi, il est raisonnable de conclure que l'approche computationnelle adoptée nous donnera une solution approximative au problème étudié avec une précision et une fiabilité suffisantes, il faut donc s'y fier pour mener à bien l'étude actuelle.

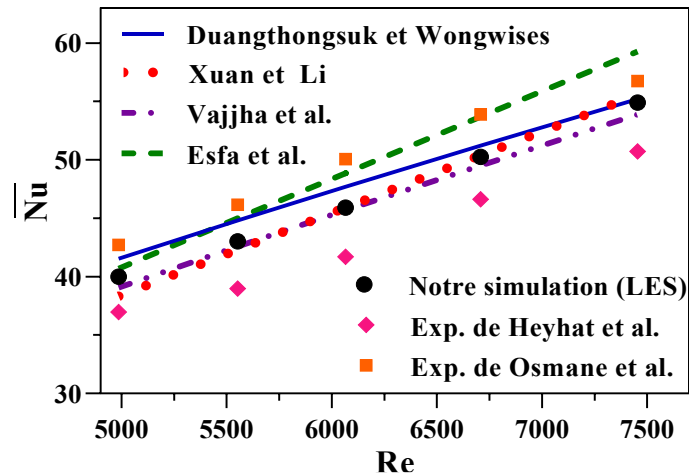


Figure V.X.5. Comparaison de nos résultats avec ceux de plusieurs corrélations et expériences avec l'utilisation de nanofluides $Al_2O_3 - eau$ du comme fluide de travail

V.X.4.2. Chauffage symétrique

Figure V.X.6. Représentent les composantes du tenseur des contraintes de Reynolds normalisées par la vitesse de frottement U_τ^2 en termes de y^+ (dans la direction normale à la paroi) à différents nombre de Reynolds de frottement (Re_τ). Les résultats illustrent que les valeurs de ces composantes augmentent régulièrement lorsque les valeurs de Re_τ augmentent légèrement et cela pourrait être attribué à une augmentation de l'intensité de la turbulence. En outre, les valeurs de la contrainte de Reynolds dans la direction x ($\langle u'u' \rangle^+$), sont plus élevées que celles dans les autres directions ($\langle v'v' \rangle^+$ et $\langle w'w' \rangle^+$), en particulier à $y^+ = 13$ comme on le trouve dans la littérature. En revanche, les composantes $\langle u'u' \rangle^+$, $\langle v'v' \rangle^+$, $\langle w'w' \rangle^+$ et $\langle u'v' \rangle^+$ présentent toutes des pics à $y^+ = 13, 40, 78$ et 38 , respectivement. On note ensuite une forte réduction des fluctuations de vitesse vers la paroi jusqu'à ce que leurs valeurs soient nulles. Le même comportement apparaît avec les fluctuations de vitesse vers le centre du canal où l'intensité de la turbulence est faible.

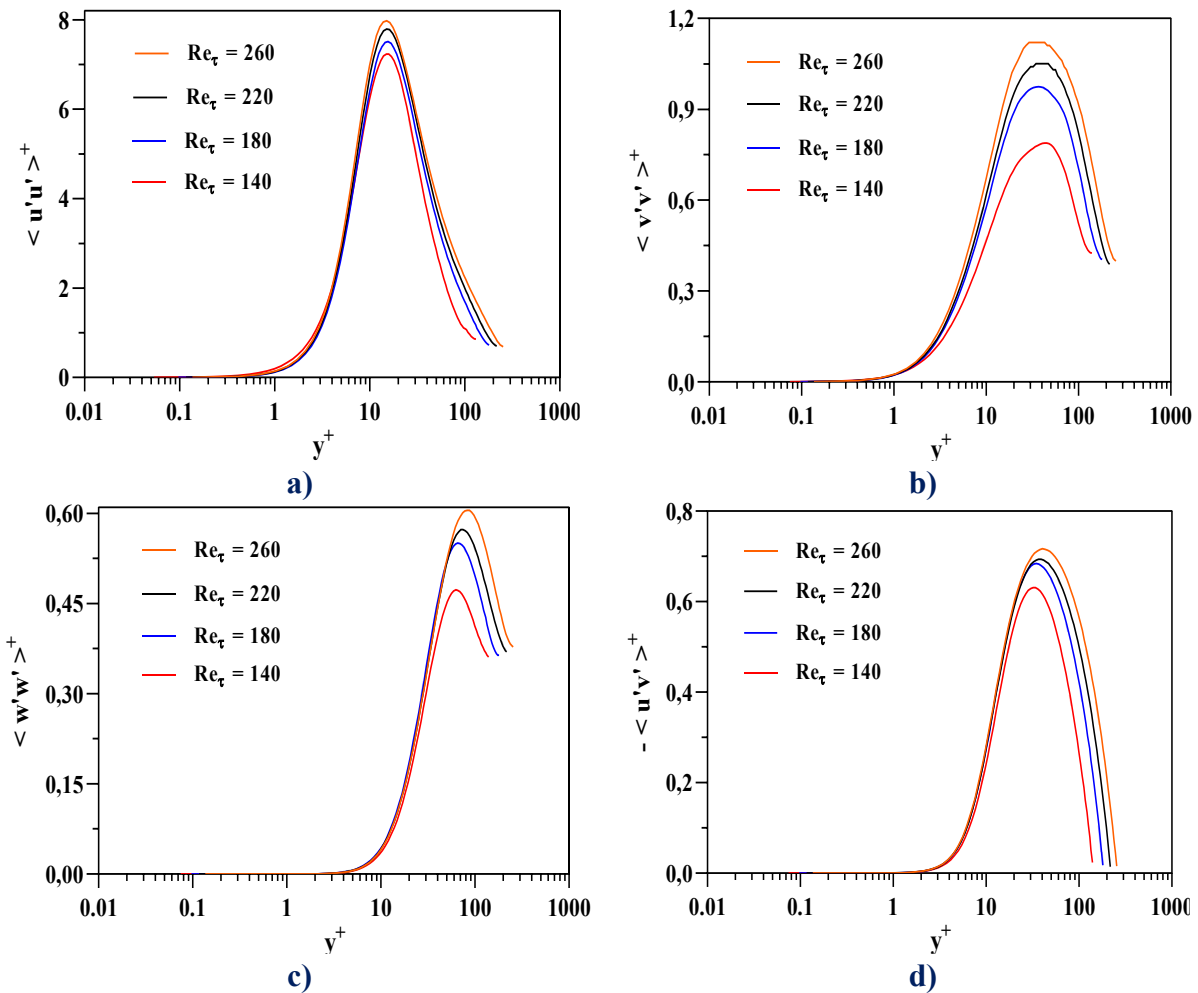


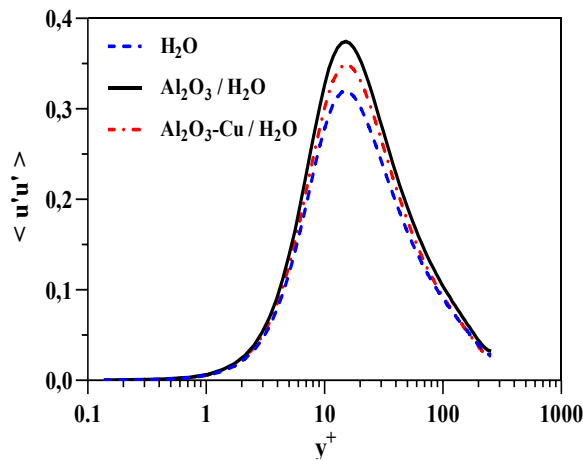
Figure V.X.6. Variation de la fluctuation de la vitesse en fonction de y^+ à différents Re_τ

Pour comparer l'effet des valeurs de vitesse obtenues avec et sans l'utilisation de nanoparticules, deux scénarios ont été étudiés: l'un avec un nombre de Reynolds constant et l'autre avec un débit massique constant (vitesse globale constante). Figure V.X.7. Représente la variation de la fluctuation de la vitesse dimensionnelle $\langle u'u' \rangle$ et adimensionnelle $\langle u'u' \rangle^+$ en termes de y^+ . Sur la Figure V.X.7a. Les valeurs de vitesse du fluide sont calculées en utilisant le nombre de Reynolds et les paramètres thermophysiques de chaque fluide. Les résultats obtenus montrent que les valeurs de vitesse augmentent en utilisant les propriétés thermophysiques des nanofluides, ce qui conduit à une augmentation du débit massique à l'entrée du canal. De plus, nous constatons que la vitesse du $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{H}_2\text{O}$ nanofluide est supérieure à celle du $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu}/\text{H}_2\text{O}$ nanofluide hybride, et toutes deux sont supérieures à la vitesse de l'eau. Dans ce cas, nous avons découvert une amélioration du taux de transfert de chaleur et des fluctuations de vitesse, ce qui est attendu en raison de l'augmentation de la vitesse globale (voir Tableau V.X.2.). D'autre part, nous remarquons

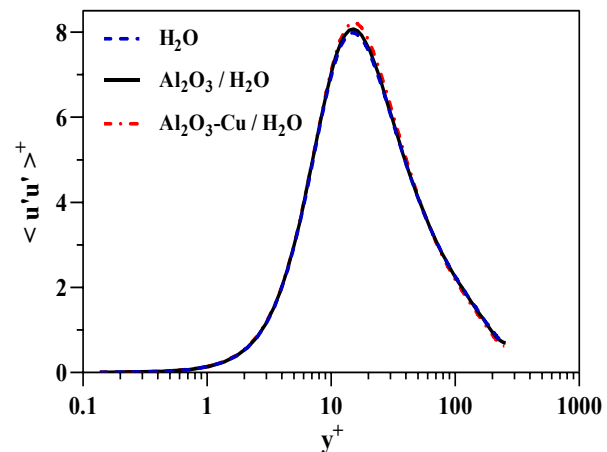
que les résultats sans dimension nous donnent presque les mêmes résultats avec tous les fluides utilisés, et la raison de ceci est due au changement de la vitesse de friction près de la paroi dû aux nanoparticules ajoutées au fluide de base et à la vitesse donnée à l'entrée du canal. Dans le cas d'une vitesse globale constante à l'entrée du canal, les résultats montrés dans la Figure 7b ont révélé que le taux de transfert de chaleur a augmenté en raison d'une augmentation de la conductivité du fluide de base, ce qui est également attendu. En ce qui concerne les changements dans les fluctuations de vitesse, nous notons que les valeurs du fluide de base diminuent lorsque les nanoparticules y sont ajoutées en raison du fait que le fluide devient plus visqueux et plus dense, ce qui est physiquement correct. La procédure sans dimension, donne des résultats presque identiques, ce qui est dû à une différence dans la vitesse de friction près de la paroi causée par les nanoparticules introduites dans le fluide de base. Nous nous baserons donc sur la deuxième technique dans la présente recherche.

Tableau V.X.2. Comparaison des valeurs de vitesse calculées à partir des propriétés physiques a) des nanofluides b) de l'eau à un nombre de Reynolds constant

	État a		b		
	Re	Vitesse (m/s)	Re _τ	Vitesse (m/s)	Re _τ
H ₂ O	18000	3,42	260	3,42	260
Al ₂ O ₃ /H ₂ O	18000	3,69	260	3,42	230
Al ₂ O ₃ – CuO/H ₂ O	18000	3,55	260	3,42	230



a)



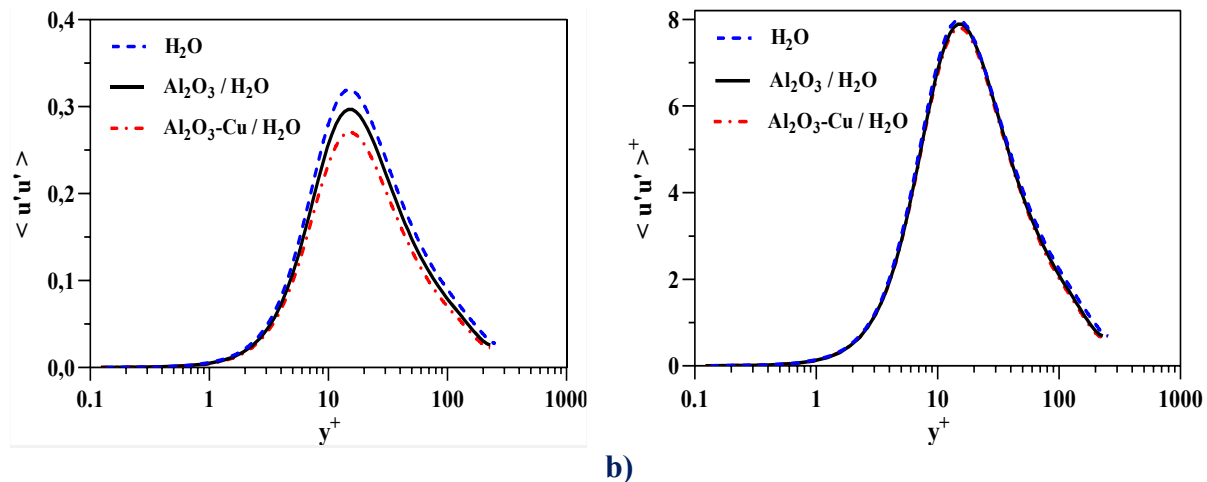


Figure V.X.7. Comparez les fluctuations de la vitesse dans la direction X avec (côté gauche) et sans (côté droit) dimensions lorsque a) le nombre de Reynolds est constant b) la vitesse globale est constante.

La Figure V.X.8. Présente les profils des fluctuations de vitesse varient en fonction de y^+ pour les nanofluides H_2O , Al_2O_3/H_2O et les nanofluides hybrides $Al_2O_3 - Cu / H_2O$ à $Re_\tau = 260$. Les résultats révèlent que lorsque les nanoparticules sont ajoutées, les fluctuations de vitesse du fluide de travail ($\langle vv \rangle^+$, $\langle ww \rangle^+$ et $\langle uv \rangle^+$) diminuent très légèrement à partir de la valeur de $y^+ \approx 40$ jusqu'au milieu du canal. En ce qui concerne les fluctuations de vitesse $\langle uu \rangle^+$ nous n'avons pas remarqué de changement et les résultats sont restés les mêmes avec et sans l'ajout de nanoparticules. Cela peut avoir une relation avec la vitesse de frottement qui amène les courbes à adopter ce comportement. Comme on le sait, la vitesse de frottement diminue avec l'ajout de nanoparticules au fluide de base, du fait que ce fluide est devenu plus visqueux. D'autre part, pour rendre les résultats sans dimension, nous divisons par la vitesse de frottement au carré. Ainsi, la diminution des valeurs de cette vitesse due aux particules contribue à l'augmentation des valeurs des fluctuations de vitesse adimensionnelle des nanofluides simples et hybrides, tandis que les valeurs du fluide de base restent constantes. Au final, on constate que l'effet des nanoparticules est négligeable, mais en fait, ce n'est pas vrai, c'est plutôt lié à la présence d'autres paramètres qui sont utilisés pour rendre les résultats adimensionnels. D'autre part, le fait que les valeurs fluctuations pour les nanofluides conventionnels et les hybrides soient égales peut être lié à l'expression utilisée pour évaluer la viscosité, car elle est affectée uniquement par les valeurs de la fraction volumique, et non par son type ou forme.

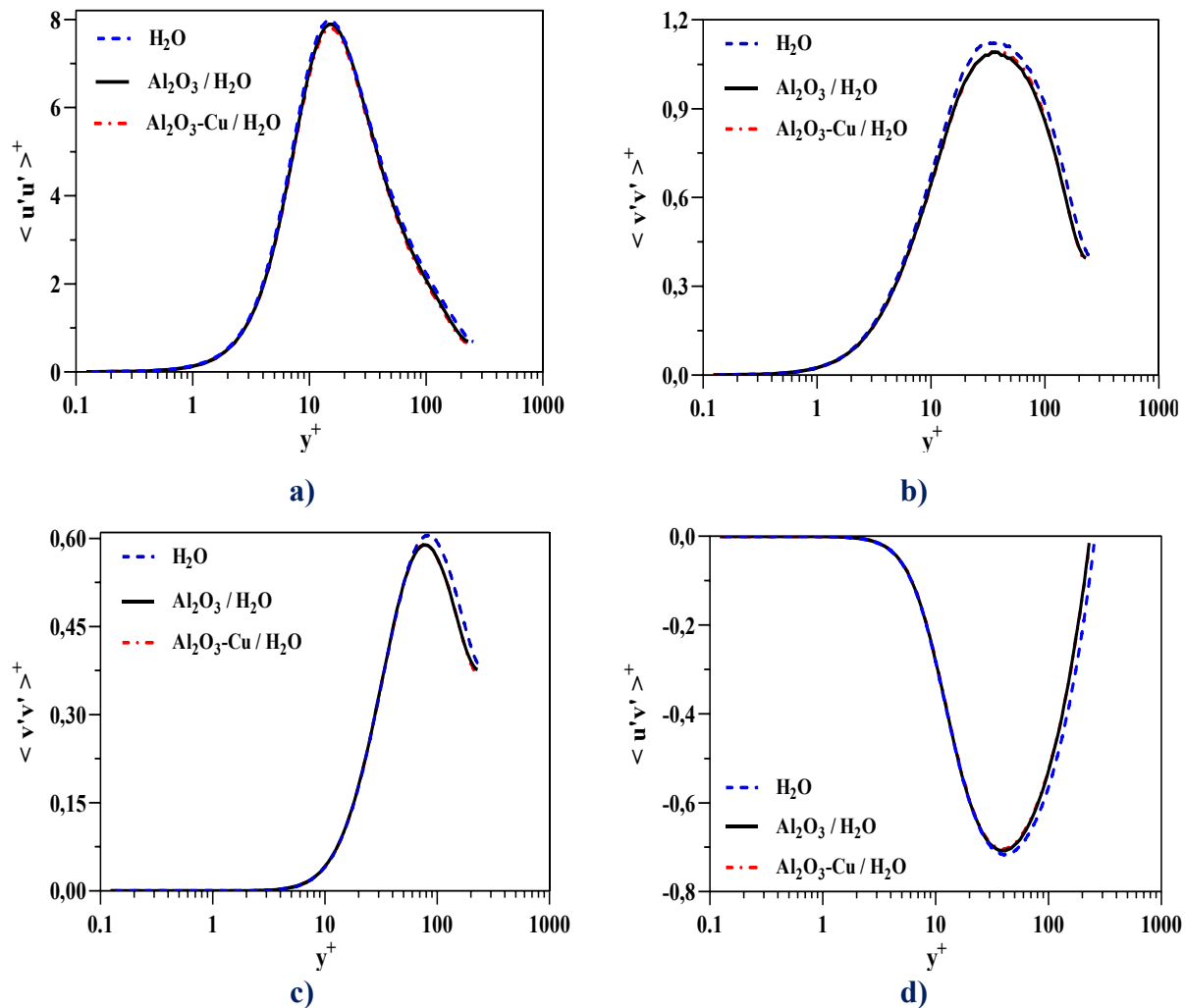


Figure V.X.8. Profils des fluctuations de vitesse dans la direction normale à la paroi

Figure V.X.9. Illustre les changements de vitesse et de température sans dimension dans la direction perpendiculaire à la paroi en fonction de y^+ en utilisant l'eau, le nanofluid et le nanofluid hybride comme fluides de travail. En ce qui concerne la Figure V.X.9a. Nous constatons que l'ajout de nanoparticules au fluide de base (eau ou H_2O) entraîne une légère diminution des valeurs de vitesse et la principale raison de ce phénomène est due à un changement des propriétés physiques du fluide de base telles que la densité et la viscosité. Nous constatons également que la vitesse des nanofluides hybrides diminue davantage que celle des nanofluides conventionnels. La raison de cette diminution pourrait être que la densité de la combinaison $Al_2O_3 - Cu$ ajouté au liquide de base pour générer le nanofluid hybride peut être plus élevée que la densité de Al_2O_3 utilisée pour former le nanofluid conventionnel.

En regardant la Figure V.X.9b. nous constatons une variance entre la distribution de température des fluides utilisés. Les résultats montrent que le nanofluid hybride génère des valeurs de température plus faibles que le nanofluid conventionnel et le fluide de base. Cela implique que l'introduction de nanoparticules dans le fluide de base améliore sa conductivité thermique, contribuant à la transmission de la plus grande quantité de chaleur, abaissant les températures à l'intérieur du canal. De plus, nous pouvons observer que les nanofluides hybrides aident à réduire la température par rapport aux nanofluides de base, car les nanoparticules de Cu ont une meilleure conductivité que les nanoparticules de Al_2O_3 . par conséquent, la combinaison des nanoparticules de $Al_2O_3 - Cu$ abaisse mieux les températures que l'utilisation des nanoparticules de Cu seules.

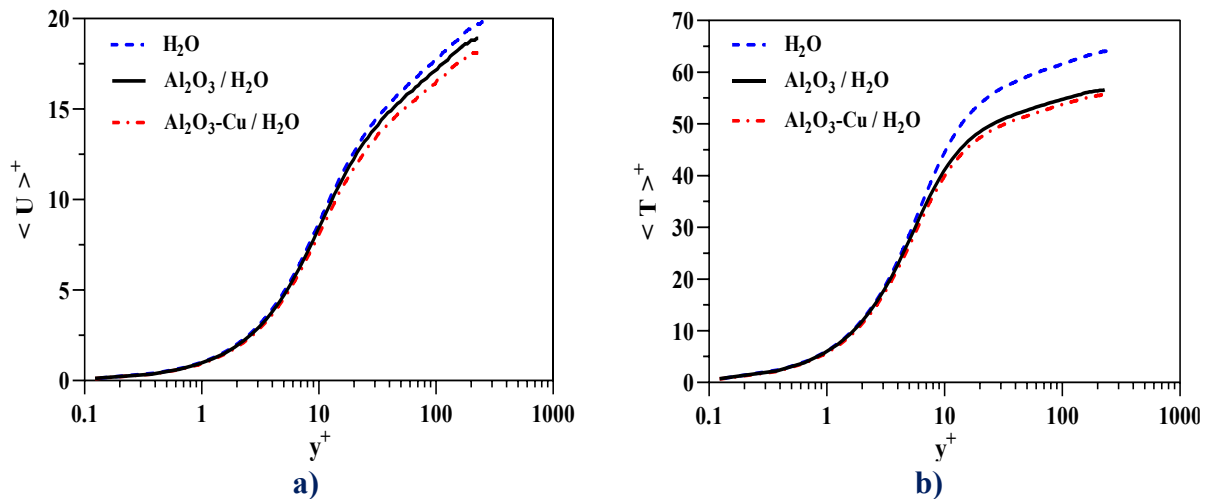


Figure V.X.9. Profils de a) vitesse et b) température dans la direction normale à la paroi

Figure V.X.10. Montre les variations des profils de corrélation vitesse-température sans dimension (flux de chaleur turbulent) dans la direction perpendiculaire à la paroi. Les résultats montrent que le flux de chaleur turbulent dans la direction de l'écoulement atteint son maximum à $y^+ = 10$ avec tous les fluides de travail. On note également que le flux thermique turbulent dans la direction perpendiculaire à la paroi est plus faible que dans la direction de l'écoulement et atteint son maximum loin de la paroi ($y^+ = 25$). Cela est possiblement causé par l'amortissement de la paroi aux changements de la vitesse normale de la paroi. De plus, on peut conclure que la quantité de flux thermique turbulent dans les deux directions n'est presque pas affectée par l'ajout de nanoparticules au fluide de base.

Figure V.X.10c. Représente des profils de fluctuation de température sans dimension ($\theta'\theta'$) de l'eau et des nanofluides dans la direction perpendiculaire. La valeur maximale des fluctuations de température se produit dans les zones proches du mur au voisinage de $y^+ = 8$. De plus, en ajoutant des nanoparticules au fluide de base, les fluctuations de température sont fortement réduites. En revanche, on observe que les valeurs du nanofluide conventionnel sont inférieures à celles du nanofluide hybride. Cela peut être lié aux nanoparticules de cuivre utilisées pour former le nanofluide hybride. Nous notons également que la différence entre les résultats est significative dans la partie entre la paroi et le centre du canal où la turbulence est plus importante.

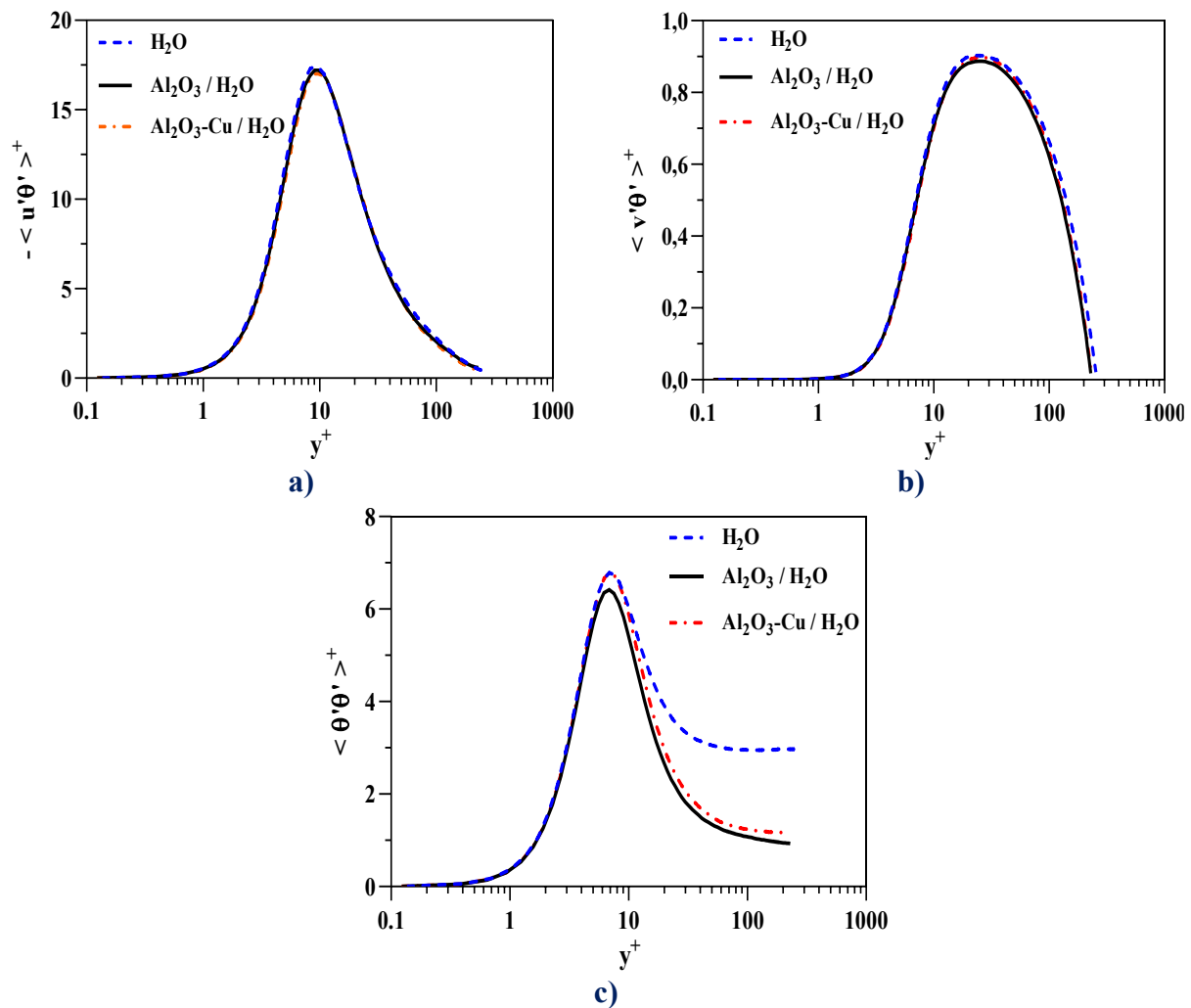
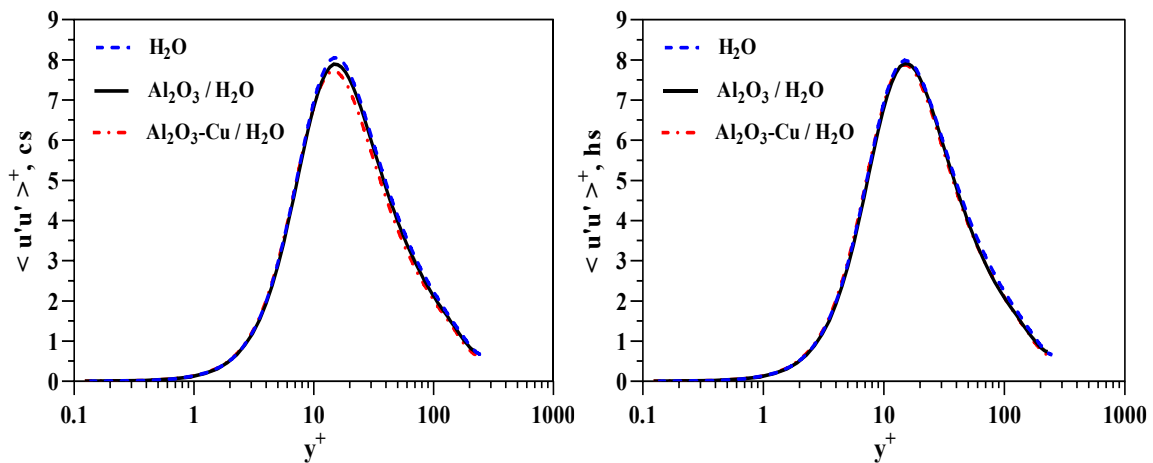


Figure V.IX.10. Profils de vitesse-température dans la direction normale à la paroi

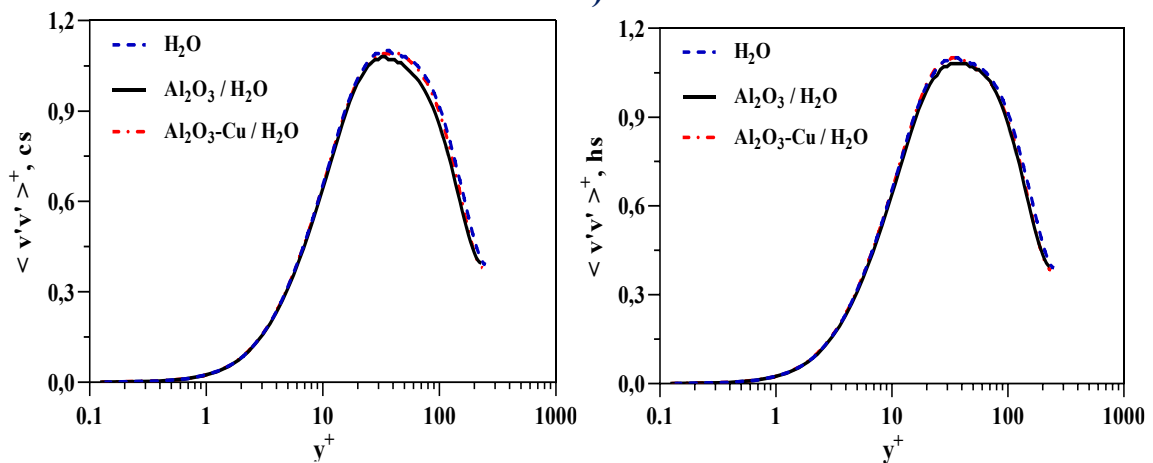
V.X.4.3. Chauffage asymétrique

Dans cette section, nous examinons comment l'ajout de nanoparticules affecte les fluctuations de vitesse dans le scénario de chauffage asymétrique. Figure V.X.11. Montre

comment les profils des fluctuations de vitesse varient en fonction de y^+ pour les nanofluides H_2O , Al_2O_3 / H_2O et les $Al_2O_3 - Cu / H_2O$ nanofluides hybrides à $Re_\tau = 260$. Les résultats indiquent que les fluctuations de vitesse du côté chaud ou froid du canal sont presque identiques. Une explication plausible de ces résultats pourrait être que la différence de température dans le cas d'un chauffage asymétrique est si faible que son effet sur le comportement des changements de vitesse est négligeable. Par conséquent, les fluctuations de vitesse sont faiblement affectées par les conditions thermiques initiales et les résultats sont similaires à ceux du cas symétrique.



a)



b)

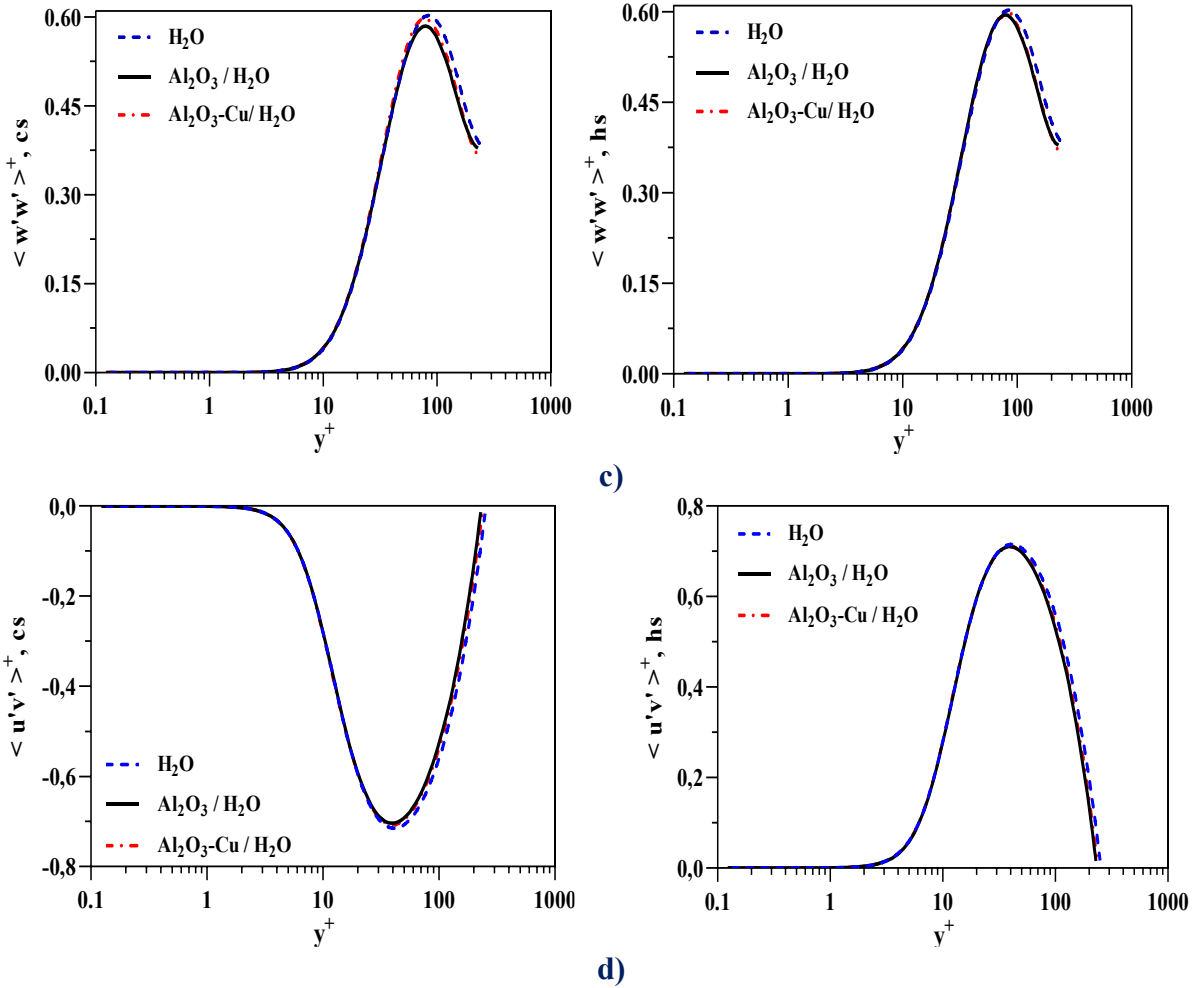
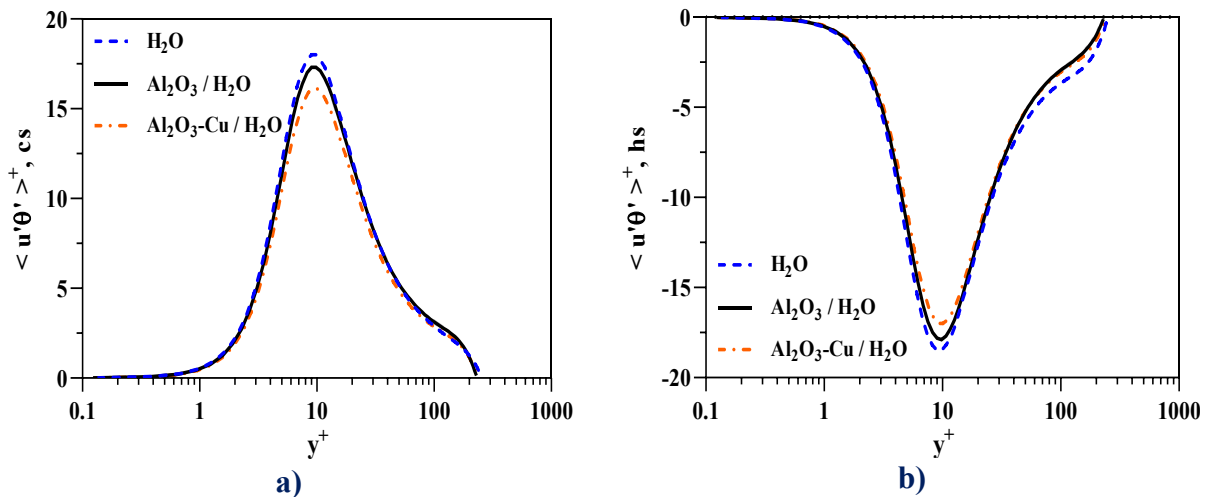


Figure V.X.11. Profils des fluctuations de vitesse dans la direction normale à la paroi (Les profils chauds et froids sont dessinés à gauche et à droite, respectivement)

Figure V.X.12. Montre comment les profils des fluctuations vitesse - températures varient en fonction de y^+ pour les H_2O , Al_2O_3 / H_2O nanofluides et les $Al_2O_3 - Cu / H_2O$ nanofluides hybrides à $Re_\tau = 260$ dans le cas d'un chauffage asymétrique. Pour en revenir aux fluctuations de vitesse, nous n'avons pas remarqué de changement de celles-ci, alors que nous constatons que les profils température-vitesse changent avec l'ajout de nanoparticules, et ces résultats ont bien sûr une relation avec les conditions initiales asymétriques qui affectent les valeurs de conductivité thermique. Cette modification de la conductivité thermique entraîne une modification des valeurs de température à l'intérieur du canal, ce qui donne les profils des fluctuations de température-vitesse présentés ci-dessous. De plus, le flux de chaleur turbulent est moins important dans la direction normale à la paroi que dans la direction aval et atteint son maximum à $y^+ = 10$. D'autre part, nous voyons que le flux thermique turbulent de l'eau est plus grand que celui des nanofluides

et du nanofluid hybride, et nous en concluons que les liquides, qui sont plus conducteurs et plus visqueux, donnent le flux thermique turbulent le plus faible.

Figure V.X.12e. et Figure V.X.12f. représentent des profils de fluctuation de température sans dimension pour l'eau et les nanofluides conventionnels et hybrides dans la direction perpendiculaire à la paroi chaude et froide, respectivement. Tout d'abord, nous remarquons une différence dans le comportement des fluctuations de température du côté froid et chaud. L'asymétrie de la température de paroi peut être considérée comme responsable de ce comportement. Les résultats montrent que pour l'eau, les valeurs des fluctuations de température du côté froid sont significativement plus grandes que les nanofluides conventionnels et hybrides. Pour le côté chaud, les résultats ont montré que les fluctuations de température des nanofluides sont supérieures à celles obtenues lors de l'utilisation de l'eau comme fluide de travail. Ceci peut être lié à l'effet de la température de paroi sur les nanoparticules dispersées dans l'eau. Dans le cas où l'on s'éloigne de la paroi chaude et partant de la valeur de $y^+ = 20$, on remarque que les valeurs de l'eau sont devenues supérieures aux valeurs des nanofluides. Cela est probablement dû à la basse température. De plus, les valeurs des nanofluides conventionnels sont supérieures aux valeurs des nanofluides hybrides. Ceci est probablement dû aux propriétés thermophysiques de chaque liquide. Un pic secondaire est observé au milieu du canal vers $y^+ = 115$. Il correspond à la vitesse maximale du fluide dans cette région.



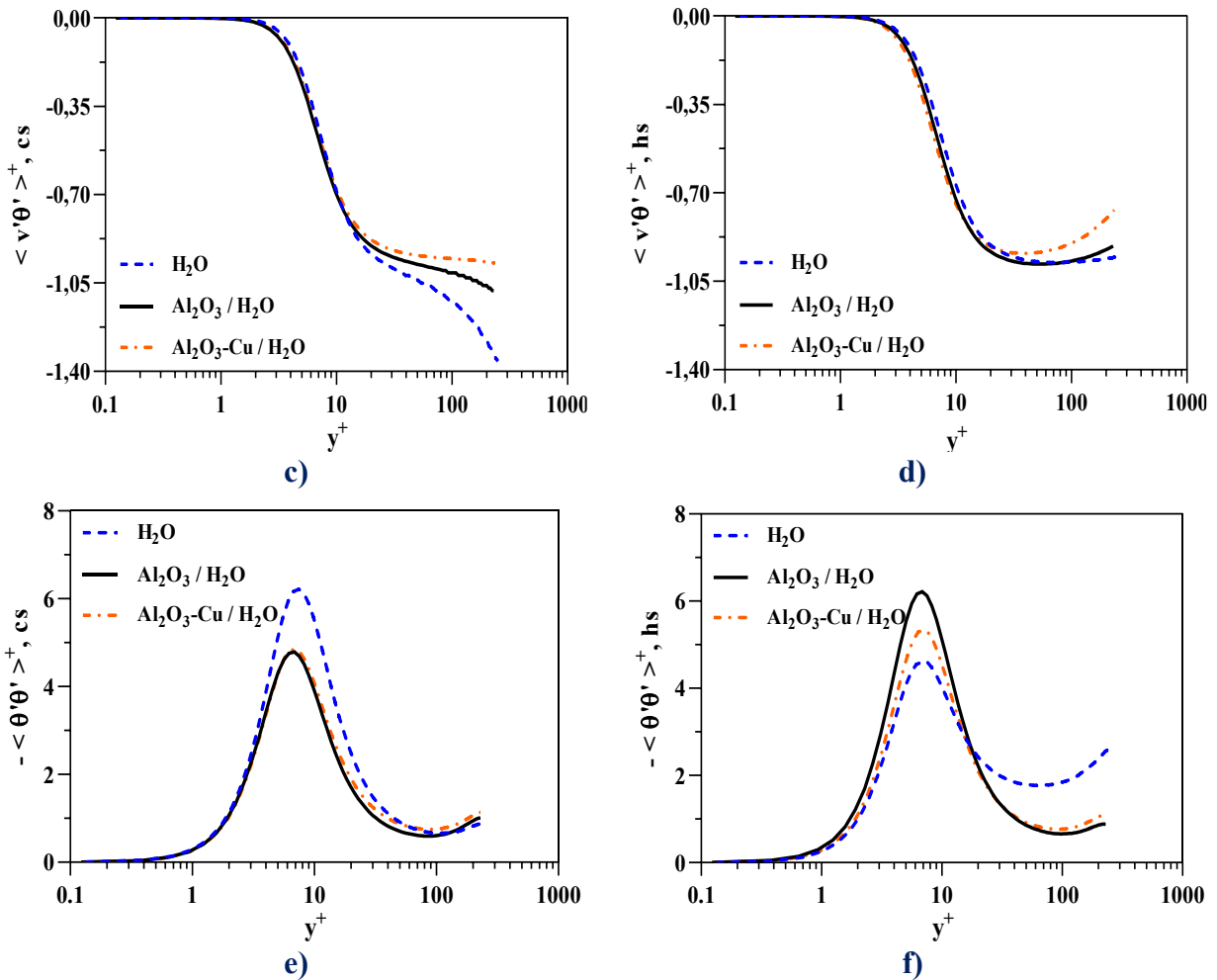


Figure V.X.12. Profils de vitesse-température dans la direction normale à la paroi (Les profils chauds et froids sont dessinés à gauche et à droite, respectivement)

Figure V.X.13. Illustre l'évolution de la température sans dimension dans la direction perpendiculaire aux parois froide et chaude en fonction de y^+ en utilisant les H_2O , Al_2O_3 / H_2O nanofluides et les $Al_2O_3 - Cu / H_2O$ nanofluides hybrides à $Re_\tau = 260$ dans la situation de chauffage asymétrique. On peut noter à partir des résultats obtenus que la distribution de la température vers la paroi froide ou chaude et avec tous les fluides utilisés est la même jusqu'à la valeur de $y^+ = 1$. Après cette valeur ($y^+ = 1$) et jusqu'au milieu du canal ($y^+ = 230$), nous remarquons un décalage des courbes de température dû aux nanoparticules ajoutées. De plus, nous pouvons voir que lorsque la conductivité du liquide s'améliore, la température au centre du canal diminue. Il y a une nette différence dans les valeurs de température au milieu du canal. Qui correspond à la vitesse maximale du fluide dans cette région.

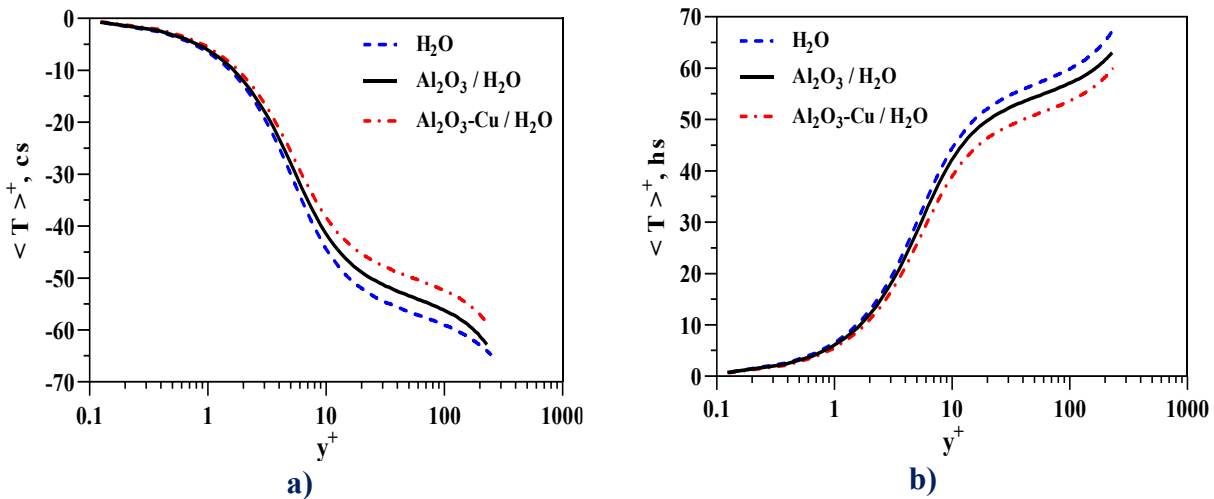


Figure V.X.13. Profils de température dans la direction normale à la paroi

Enfin, pour démontrer l'influence des nanoparticules sur l'augmentation du taux de transfert thermique dans le cas d'un chauffage symétrique et asymétrique, nous avons calculé le coefficient de transfert thermique (h) à différentes valeurs de Re_τ en utilisant de l'eau, des nanofluides conventionnels et des nanofluides hybrides avec $\varphi = 2\%$, et les résultats sont présentés dans le Tableau V.X.3. Tout d'abord, les résultats ont montré que le taux de transfert de chaleur s'améliore avec toutes les valeurs de Re_τ . La raison de ces résultats est l'amélioration de l'énergie cinétique du fluide de travail. Cette amélioration permet de réduire la couche limite thermique, permettant au gradient de température d'augmenter et donc d'améliorer le taux de transfert de chaleur. D'autre part, les recherches indiquent que l'ajout de nanoparticules au fluide de base améliore sa conductivité thermique, et donc le coefficient de transfert de chaleur. Nous pouvons en déduire que les nanofluides hybrides aident à améliorer le taux de transfert de chaleur par rapport aux nanofluides simples, car les nanoparticules de cuivre (Cu) ont une conductivité plus élevée que les nanoparticules d'oxyde d'aluminium (Al₂O₃). De plus, les résultats de recherche fournis dans le Tableau V.X.4. Révèlent que dans le cas d'un chauffage symétrique, l'amélioration du taux de transfert de chaleur est plus importante que dans le cas d'un chauffage asymétrique avec tous les fluides de travail. Cela peut être dû au fait que les valeurs du gradient de température près de la paroi sont plus élevées pour le chauffage symétrique que pour le chauffage asymétrique. De plus, la surface d'échange thermique est plus importante dans le cas d'un chauffage symétrique que dans le cas d'un chauffage asymétrique. Il en résulte une augmentation de la quantité de chaleur transmise hors du canal par le fluide de travail. Les résultats obtenus peuvent également être liés à

la conductivité thermique, qui s'améliore mieux dans le cas d'un chauffage symétrique par rapport à un chauffage asymétrique.

Tableau V.X.3. Impact des nanoparticules sur le coefficient de transfert de chaleur à différents Re_τ

Re_τ	Chauffage symétrique		Chauffage asymétrique	
	140	260	140	260
H_2O	57.8	99.4	55.7	97.1
Al_2O_3/H_2O	59.9	101.7	56.2	99.7
$Al_2O_3 - Cu/H_2O$	60.8	102.4	56.6	101.1

Tableau V.X.4. Comparaison de l'amélioration du transfert de chaleur en chauffage symétrique et asymétrique

	Chauffage symétrique		Chauffage asymétrique		Amélioration du transfert de chaleur (%)
	Coefficient h	ϵ_S (%)	Coefficient h	ϵ_{As} (%)	$ \epsilon_S - \epsilon_{As} $
H_2O	57.8	-	55.7	-	3.7
Al_2O_3/H_2O	59.9	3.8	56.2	0.9	6.7
$Al_2O_3 - Cu/H_2O$	60.8	5.2	56.6	1.7	7.4

V.X.5. CONCLUSION

L'approche T-LES a été utilisée dans ce travail pour examiner la convection turbulente forcée de l'eau pure, des nanofluides $Al_2O_3 - Cu/H_2O$ et des nanofluides hybrides $Al_2O_3 - Cu/H_2O$ à travers un canal horizontal bipériodique soumis à un chauffage symétrique et asymétrique. Les simulations ont été effectuées à des nombres de Reynolds de 140, 180, 220 et 260. La fraction volumique des nanoparticules et le diamètre de leurs particules s'élèvent respectivement à 2 % et 20 nm. Nous nous sommes concentrés ici sur l'influence que les nanoparticules dispersées exercent sur la vitesse, la température, la contrainte de Reynolds turbulente, le flux de chaleur turbulent et le coefficient de transfert de chaleur. Les principaux résultats obtenus sont les suivants :

- ✚ La contrainte de Reynolds turbulente et le flux de chaleur sont plus importants dans la direction du courant que dans les autres directions.
- ✚ Pour un nombre de Reynolds constant, la dispersion des nanoparticules dans le fluide de base entraîne une diminution de sa vitesse moyenne, car il devient plus visqueux et plus dense.

- ✚ Malgré l'introduction de nanoparticules dans le fluide de base à un débit massique constant, les fluctuations de vitesse sans dimension sont restées pratiquement inchangées (négligeables).
- ✚ L'ajout de nanoparticules à l'eau favorise le taux de transmission de la chaleur. Les nanofluides hybrides augmentent les taux de transfert de chaleur plus que les nanofluides conventionnels.
- ✚ Dans le cas asymétrique, les flux de chaleur turbulents pour l'eau sont plus importants que ceux des nanofluides et du nanofluide hybride, ce qui implique que les fluides plus conducteurs et plus visqueux ont le flux de chaleur turbulent le plus faible.
- ✚ L'ajout de nanoparticules au fluide de base contribue à réduire les fluctuations de température.
- ✚ La variation des fluctuations de vitesse sans dimension est restée pratiquement la même aussi bien dans le cas d'un chauffage symétrique que dans le cas d'un chauffage asymétrique.
- ✚ Le taux de transfert de chaleur dans le cas du chauffage symétrique est plus élevé que dans le cas du chauffage asymétrique.



Partie X

**Étude numérique de chaleur et de la production
d'entropie de dissipateurs tridimensionnels refroidis
par un jet impactant de nanofluide hybride**



dissipateurs thermiques soumis à un jet impactant a été réalisée. Ce travail compare l'écoulement du fluide et les propriétés de transfert de chaleur d'un dissipateur thermique à plaques- ailettes (PFHS) et d'un dissipateur thermique à broches carrées (SPHS). Les études ont été réalisées dans un contexte d'écoulement turbulent à convection forcée, avec un nombre de Reynolds (Re) variant de 6000 à 12000 ($0.075 \text{ m/s} \leq V_j \leq 0.15 \text{ m/s}$) et une fraction volumique de nanoparticules (ϕ_{hnf}) allant de 0 % à 7.5 %. Plusieurs caractéristiques sont évaluées, notamment la ligne de courant de vitesse, les contours des isothermes, les contours du nombre de Nusselt, le nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}), le facteur de friction (\overline{Cf}), la génération d'entropie et le nombre de Bejan (Be).

V.XI.2. DESCRIPTION DE GÉOMÉTRIE

Dans le projet actuel, un jet impactant confiné affectant deux types de dissipateurs thermiques a été étudié à l'aide d'un nanofluide hybride turbulent. La Figure V.XI.1. Montre les types de dissipateurs thermiques utilisés dans cette étude. De plus, les configurations et les domaines de calcul utilisés dans cette enquête sont présentés à la Figure V.XI.2. Les caractéristiques géométriques des dissipateurs thermiques et du domaine de calcul actuel sont: $M = N = 0.002\text{m}$, $L = 0.018\text{m}$ et $H = 0.024 \text{ m}$, $W = 0.016\text{m}$, $S_H = 0.04\text{m}$, $S_L = 0.08\text{m}$ et $S_W = 0.016\text{m}$.

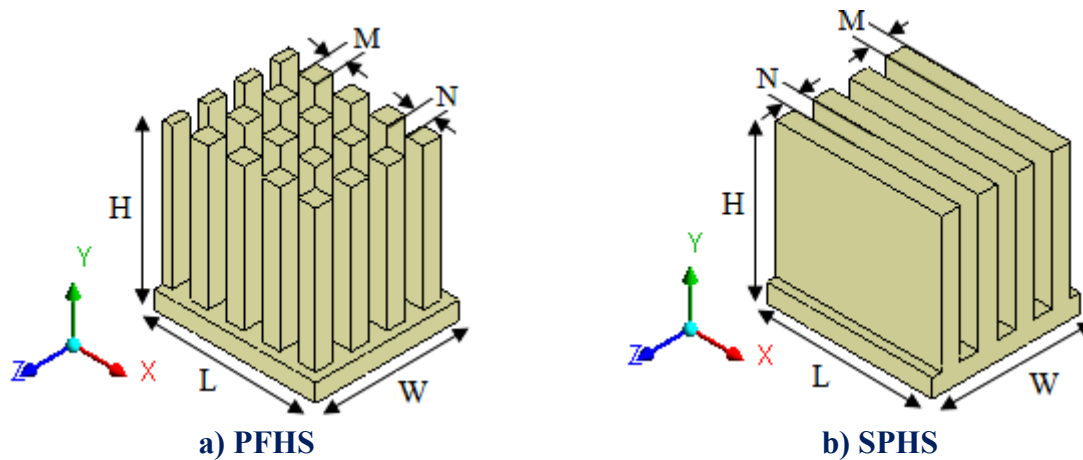
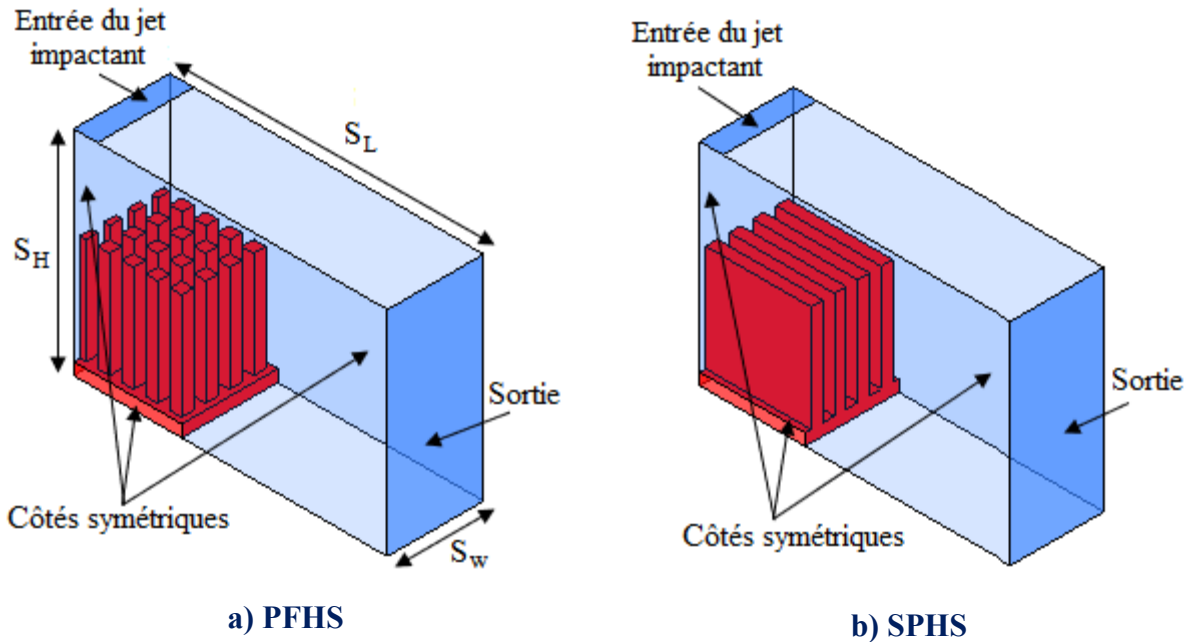


Figure V.XI.1. Types de dissipateurs thermiques



a) PFHS **b) SPHS**

Figure V.XI.2. Descriptions graphiques du sujet à l'étude

V.XI.3. SOLUTION NUMÉRIQUE

Dans ce travail, l'approche standard $k - \varepsilon$ avec la technique de traitement amélioré des parois a été adoptée pour caractériser la turbulence. La technique SIMPLE [202] a été utilisée pour connecter les équations de pression et de vitesse. En ce qui concerne la quantité de mouvement, la pression, l'énergie cinétique turbulente, le taux de dissipation turbulente et l'énergie. Ils ont tous été appliqués pour le schéma de discrétisation UPWIND [201] au second ordre. Le programme Ansys-Fluent 14.5 [197] a été utilisé pour résoudre les équations directrices. Le maillage final utilisé dans les calculs est une grille hexaédrique structurée avec des raffinements le long des frontières. Pour obtenir une solution convergente, toutes les équations sont résolues séquentiellement. Les critères de convergence de toutes les équations sont égaux à 10^{-5} . Figure V.XI.3. Représente une partie de la géométrie avec le maillage construit. Les propriétés de fluide de base et des nanoparticules utilisés sont listées dans le Tableau III.3. Les expressions mathématiques (5, 15, 21 et 22) mentionnées au chapitre III, ont été utilisées pour calculer les propriétés thermophysiques des nanofluides hybrides.

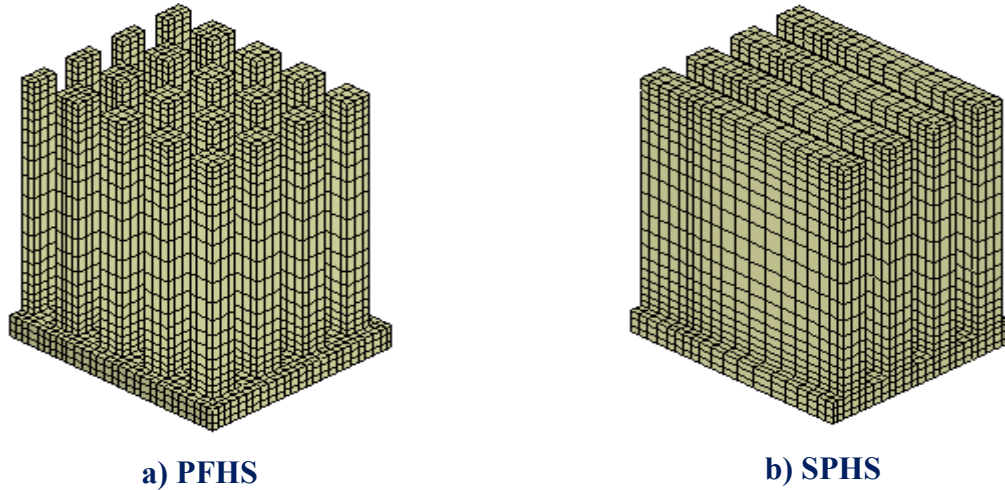


Figure V.XI.3. Partie de maillage adopté

V.XI.4. EFFET DE MAILLAGE

Un test d'indépendance de maillage avec des quantités de mailles variées a été effectué pour établir un compromis entre le coût de calcul, le temps de calcul et la précision. À des fins de comparaison, six (6) structures de grille dont le nombre de mailles est approximativement égal à 400000, 620000, 815000, 1030000, 1220000 et 1440000 ont été choisies. Le nombre de Nusselt moyen (\overline{Nu}) sur les parois du dissipateur thermique a été déterminé séparément, en tenant compte des conditions suivantes: $Re = 12000$, $\varphi_{hmf} = 6\%$, $T_{in} = 303\text{ K}$ and $T_s = 343\text{ K}$. Les valeurs \overline{Nu} ont été affichées dans la Figure V.XI.4. sur la base des résultats de la simulation. Comme on peut l'observer, le \overline{Nu} s'est presque stabilisé après la quantité de maillage de 1030000. Par conséquent, nous avons utilisé un maillage de 1220000 nœuds dans notre simulation suivante.

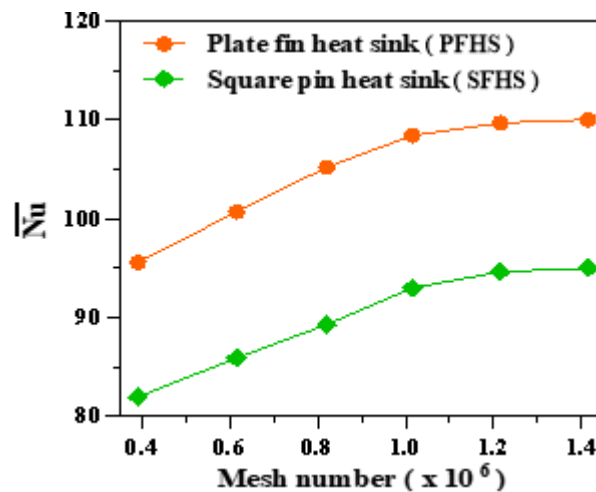


Figure V.XI.4. Vérification du maillage

V.XI.5. RÉSULTATS

Avant de commencer la simulation, nous avons vérifié la méthode numérique utilisée dans ce travail en comparant les résultats actuels aux données expérimentales d'Amjadian et al. [59]. Figure V.XI.5. Illustre la comparaison entre les résultats expérimentaux d'Amjadian et al. [59] et nos résultats pour la variation du coefficient de transfert de chaleur moyen en fonction de Re pour différentes fractions pondérales de nanoparticules. Les résultats de la recherche montrent que le coefficient de transfert de chaleur moyen le long de la surface chauffée concorde bien avec les données expérimentales [59]. La différence entre nos résultats et les résultats expérimentaux est inférieure à 3%. En conclusion, il est possible de conclure que la méthode numérique employée peut résoudre le sujet examiné avec une précision et une fiabilité suffisantes.

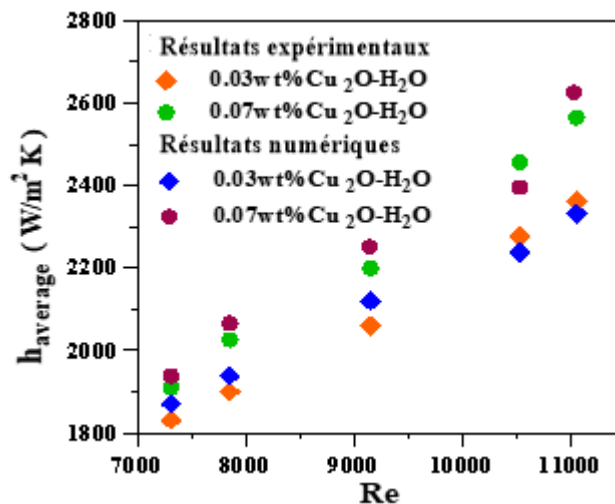


Figure V.XI.5. Comparaison des valeurs du coefficient de transfert de chaleur moyen simulé avec celles obtenues expérimentalement

V.XI.5.1. Champ dynamique

Pour montrer le comportement du jet impactant. Figure V.XI.6. Illustre les contours des lignes de courant de vitesse pour $Re = 6000$ et 12000 à $\phi_{nmf} = 6\%$. Le comportement hydrodynamique du nanofluides hybride $Al_2O_3 - CNT/eau$ est représenté par le contour de la ligne de courant de vitesse. Le fluide de travail entre dans le champ de calcul à une vitesse constante, puis passe à travers les ailettes des dissipateurs thermiques sur son chemin vers la sortie du champ. D'après les figures ci-dessous, qui montrent le comportement du fluide de travail dans le domaine de calcul, nous remarquons la formation de tourbillons sur la face supérieure des dissipateurs thermiques près de l'entrée du canal. En outre, nous remarquons la formation d'autres tourbillons

après les dissipateurs thermiques, où leur taille diminue avec l'augmentation des valeurs de Reynolds. De plus, nous remarquons que les lignes de courant sont plus denses autour du PFHS comparé au SPHS et cela peut être dû à la présence de nombreux espaces entre les ailettes du premier dissipateur thermique (SPHS). Ce qui permet au fluide de partir rapidement vers la sortie du canal, résultant en une diminution de la surface d'échange thermique entre le dissipateur thermique et le fluide comparé au second dissipateur thermique (PFHS). Nous remarquons que le fluide se déplace le long des ailettes, ce qui conduit à une augmentation de la surface d'échange thermique entre le fluide de travail et le dissipateur thermique, ce qui contribue à améliorer le taux de transfert de chaleur.

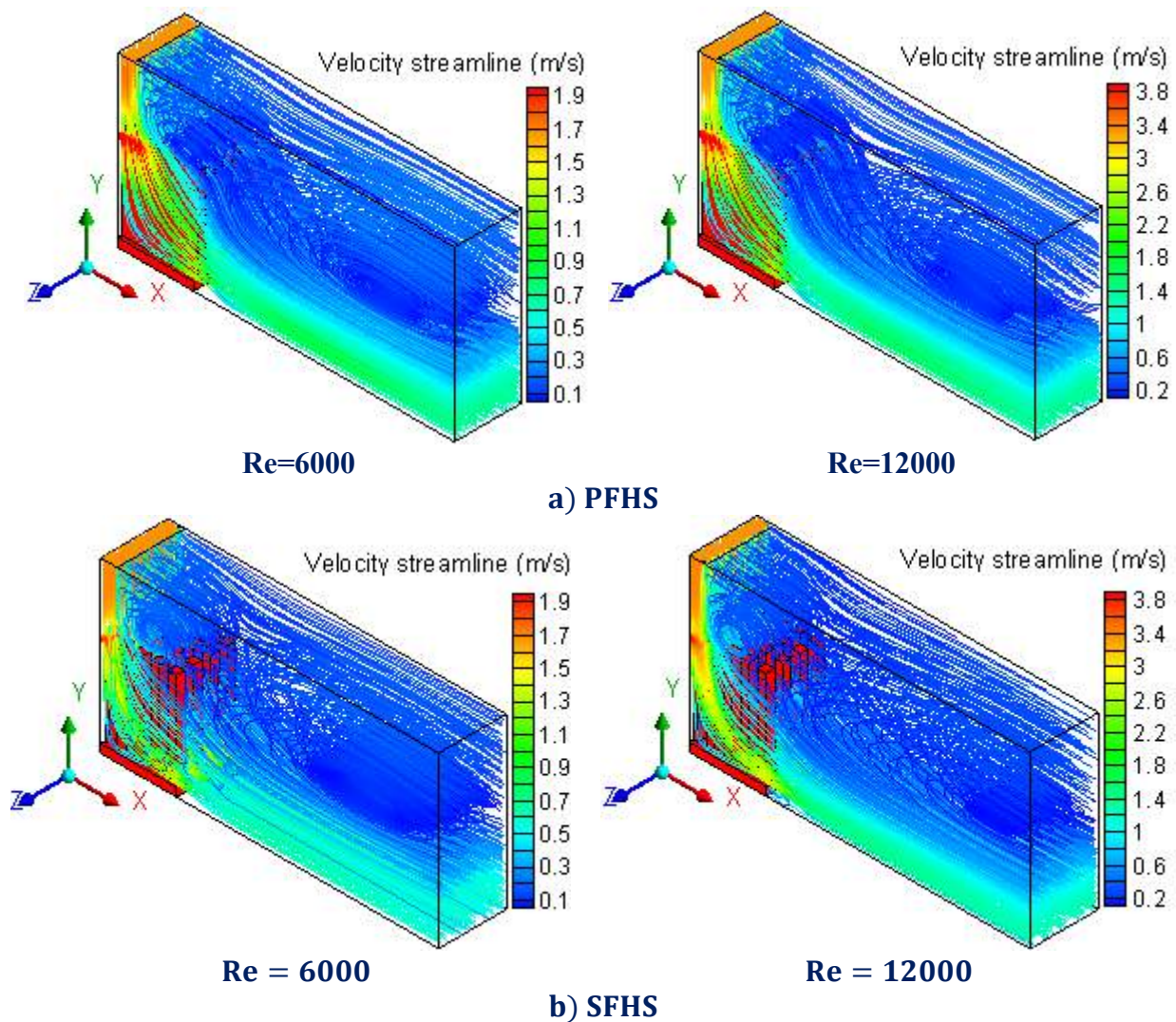


Figure V.XI.6. Variation des lignes de courant de vitesse en fonction de Re

V.XI.5.2. Contours de nombre de Nusselt et de température

Figure V.XI.7. Illustre la distribution des contours du nombre de Nusselt sur les dissipateurs thermiques cibles pour Re allant de 6000 à 12000 à $\varphi_{hnf} = 6\%$. Pour le dissipateur thermique à plaques-ailettes (PFHS), on remarque que lorsque le fluide entre dans le champ de calcul, il exerce une forte influence sur la première moitié de la face supérieure des ailettes par rapport aux autres faces, ce qui se traduit par le taux de transfert de chaleur. Lorsque les valeurs de Reynolds augmentent, on remarque que l'effet du jet frappant les ailettes du radiateur devient plus puissant et affecte les faces latérales des ailettes, ce qui conduit à une augmentation du nombre de Nusselt. Concernant le dissipateur à broches carrées (SPHS), on note que l'effet du jet impactant apparaît sur les faces supérieures des deux premières rangées d'ailettes uniquement, puis il affecte les faces inférieures des trois dernières rangées des ailettes, concernant les autres faces, on constate que l'impact du jet impactant est faible, ce qui se traduit par un faible taux d'échange thermique.

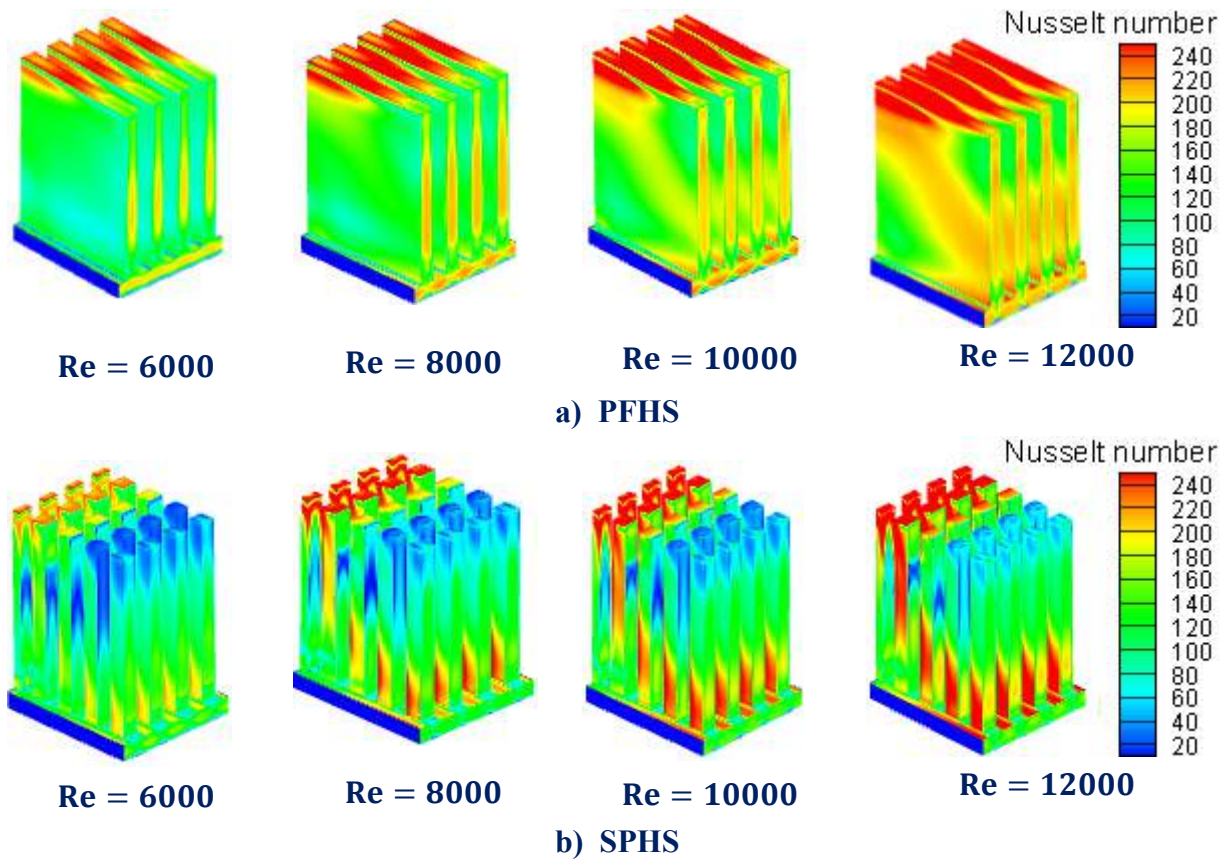


Figure V.XI.7. Contours du nombre de Nusselt à différents Re

Nous pouvons également observer que les valeurs de Nu augmentent avec l'augmentation de Re

en raison de l'amélioration du processus de convection. Sur la base des résultats obtenus, nous pouvons noter que l'utilisation de PFHS contribue à améliorer considérablement le taux de transfert de chaleur par rapport à SPHS, et la principale raison en est peut-être que la surface d'échange de chaleur entre les faces du dissipateur thermique et le nanofluide hybride de PFHS est supérieure à celui de SPHS. Figure V.XI.8. Illustre la distribution des contours de température statique sur les dissipateurs thermiques cibles pour Re allant de 6000 à 12000 à $\phi_{hnf} = 6\%$. Comme illustré sur les figures ci-dessous, nous remarquons un gradient dans les valeurs de température sur les dissipateurs thermiques. D'une autre part, les valeurs maximales de température dans la partie inférieure des dissipateurs thermiques et commencent à diminuer progressivement vers la partie supérieure jusqu'à ce qu'elle devienne égale à ces valeurs à l'entrée du canal, parce que la partie supérieure est la plus affectée par le jet impactant. De plus, l'augmentation de Re de 6000 à 12000 favorise le processus de convection, ce qui permet de réduire l'épaisseur de la couche limite thermique sur les parois des dissipateurs thermiques, ce qui entraîne un taux de transfert de chaleur plus élevé.

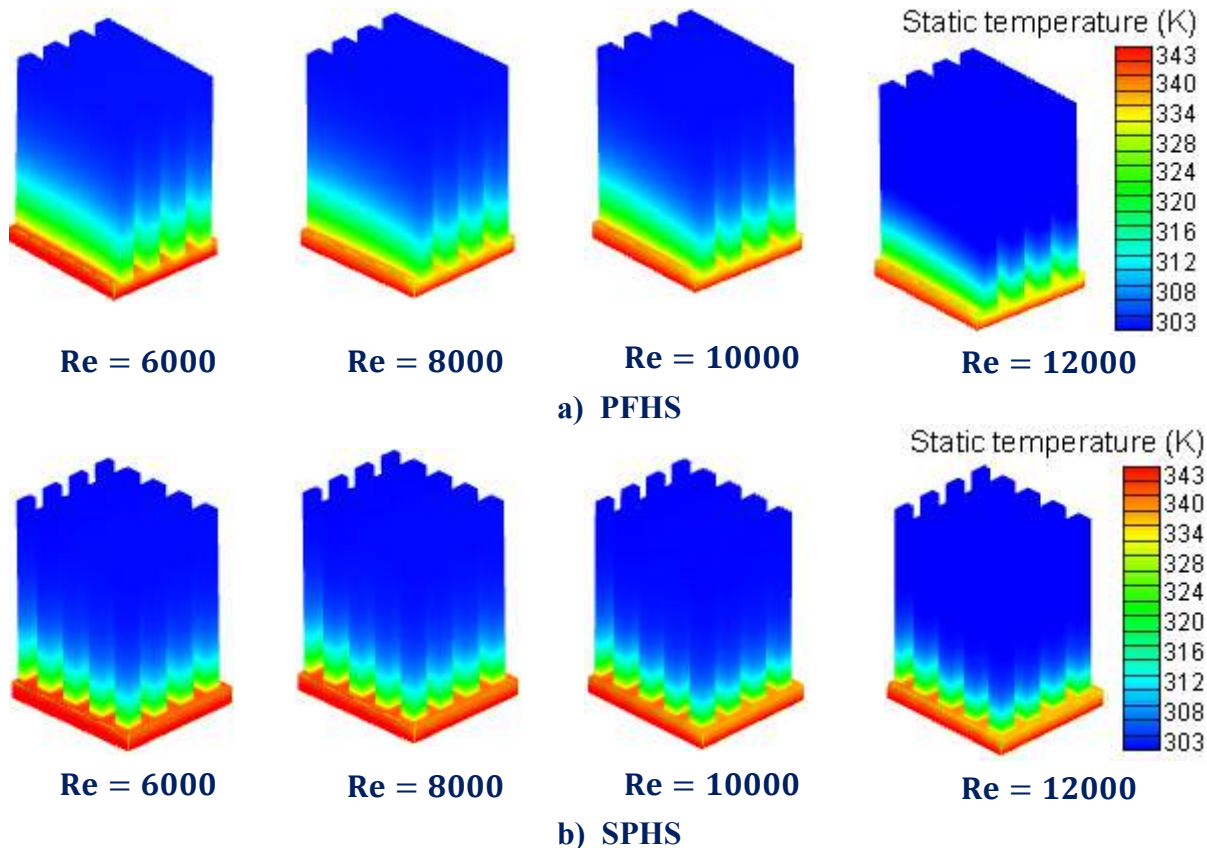


Figure V.XI.8. Contours du nombre de Nusselt à différents Re

V.XI.5.3. Effet de volume fraction de nanoparticules

L'effet de la variation des fractions volumétriques du nanofluides hybride φ_{hnf} sur \overline{Nu} à différents nombres de Reynolds est illustré à la Figure V.XI.9. Les résultats ont montré que tous les nanofluides hybrides ont des valeurs \overline{Nu} supérieures à celles de l'eau pure ($\varphi_{hnf} = 0$). De plus, la figure ci-dessous montre que l'augmentation de Re de 6000 à 12000 et de φ_{hnf} dans le liquide de base de 3% à 6% améliore \overline{Nu} d'environ 13% pour PFHS et 7% pour SPHS en raison des améliorations du processus de convection du fluide de base et la conductivité thermique. Il convient également de noter que le PFHS a le taux de transfert de chaleur le plus élevé par rapport au SPHS.

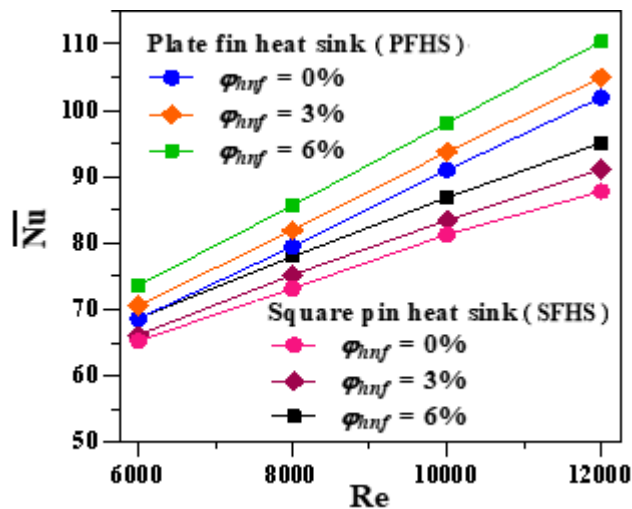


Figure V.XI.9. Variation de \overline{Nu} en fonction de Re à différents φ_{hnf}

Figure V.XI.10. montre la relation entre le coefficient de frottement cutané $\overline{C_f}$ et Re à différentes concentrations de nanoparticules φ_{hnf} . Les résultats prouvent que $\overline{C_f}$ diminue à mesure que le nombre de Reynolds augmente, et la raison de cette diminution est liée à l'amélioration de la convection. Aussi, on peut remarquer que les valeurs de $\overline{C_f}$ sont légèrement supérieures à celle de l'eau. De plus, les données obtenues indiquent également que des valeurs plus élevées de φ_{hnf} entraînent une augmentation de la viscosité du fluide de travail, ce qui se traduit par des valeurs plus élevées de $\overline{C_f}$.

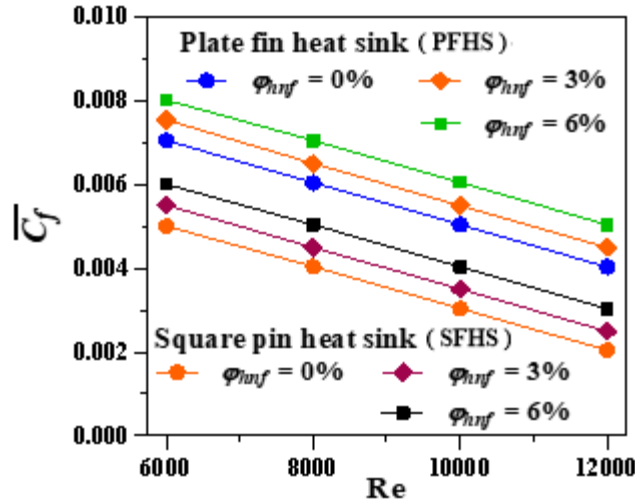


Figure V.XI.10. Variation de $\overline{C_f}$ en fonction de Re à différents ϕ_{hnf}

V.XI.5.3. Comparaison des nanofluides conventionnels et hybrides

Afin de montrer l'influence des fractions volumétriques du nanofluides hybride (ϕ_{hnf}) par rapport au nanofluides simple (ϕ_{nf}) sur le taux transfert de chaleur. La figure V.XI.11. Représente la variation de \overline{Nu} en fonction de ϕ avec $Re = 12000$. Les analyses ont confirmé que les valeurs \overline{Nu} de chacun des fluides de travail utilisés dans cette étude s'améliorent avec l'augmentation de ϕ . Cependant, les valeurs de \overline{Nu} lors de l'utilisation du nanofluides hybride ($Al_2O_3 - CNT/eau$) sont supérieures à celles du mono nanofluides (Al_2O_3/eau). De plus, que le fluide de travail soit un nanofluides hybride ou simple, les valeurs \overline{Nu} lors de l'utilisation de PFHS sont supérieures aux valeurs obtenues lors de l'utilisation de SFHS. Sur la base des résultats de la recherche, il est possible de conclure que le remplacement d'une partie des nanoparticules Al_2O_3 par d'autres nanoparticules ayant une meilleure conductivité thermique, tel que les nanoparticules de CNT, peuvent augmenter le taux d'échange thermique. Dans la recherche actuelle, l'utilisation du nanofluides hybride $Al_2O_3 - CNT/eau$ peut améliorer le taux de transfert de chaleur jusqu'à 8 % par rapport à l'utilisation du nanofluides Al_2O_3/eau seul.

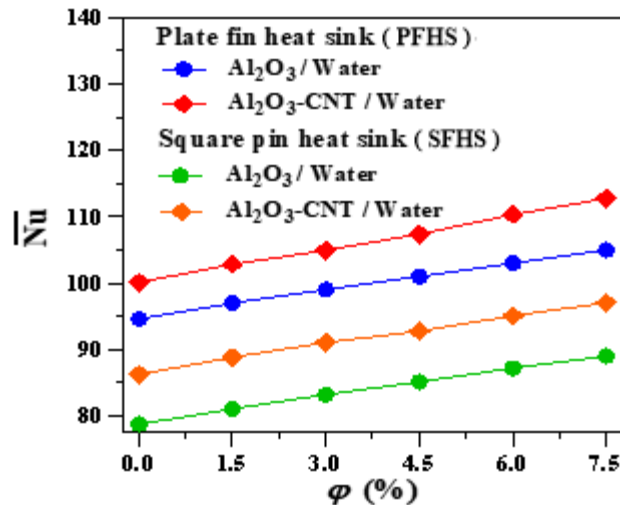


Figure V.XI.11. Variation de \bar{Nu} en fonction de ϕ pour nanofluide simple et hybride

V.XI.5.3. Analyse de la production d'entropie

Figure V.XI.12. (a, b et c) illustre l'effet de Re et ϕ_{hnf} sur la production d'entropie thermique ($S_{p,th}$), frictionnelle ($S_{p,f}$) et totale ($S_{p,tot}$), respectivement, du $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{CNT}/\text{eau}$ nanofluide hybride pour PFHS et SPHS. En se référant au concept de génération d'entropie donnée dans les équations ci-dessus, nous constatons qu'il est affecté par le changement d'une ou plusieurs des variables suivantes: conductivité thermique, gradients de température, gradients de viscosité et de vitesse. Les résultats ont confirmé que la génération d'entropie thermique, frictionnelle et totale était améliorée avec l'augmentation de Re et ϕ_{hnf} . Une explication plausible de ces résultats pourrait être que la présence de nanoparticules dans le fluide de base augmente la conductivité thermique et la viscosité, tandis que l'augmentation des valeurs de Re améliore le gradient de chaleur et de vitesse, ce qui entraîne une amélioration de $S_{p,th}$, $S_{p,f}$, et $S_{p,tot}$. De plus, les données ont montré que les valeurs de génération d'entropie produite lors de l'utilisation de PFHS sont supérieures à celles obtenues lors de l'utilisation de SPHS.

L'examen de la variation du nombre de Bejan (Be) donne une meilleure compréhension des influences de ϕ_{hnf} et Re sur la génération d'entropie. Figure V.XI.12d. Illustre les changements de Be en fonction de Re à des valeurs de ϕ_{hnf} allant de 0 à 6 % pour PFHS et SPFS. Les résultats révèlent que Be diminue avec l'augmentation des valeurs de ϕ_{hnf} et Re . En revenant à l'équation qui définit le Be , nous pouvons interpréter la diminution des valeurs de Be comme suit: l'augmentation des nanoparticules diffusées dans le fluide de base augmente la

viscosité, ce qui augmente les valeurs de $S_{p,f}$ entraînant une baisse de Be . En ce qui concerne les changements de Be en fonction de Re , nous observons qu'une augmentation de Re produit une augmentation du gradient de vitesse, ce qui augmente $S_{p,f}$, ce qui conduit à une diminution des valeurs de Be . De plus, l'étude a démontré que les valeurs de Be acquises lors de l'utilisation de SPHS sont supérieures à celles produites lors de l'utilisation de PFHS.

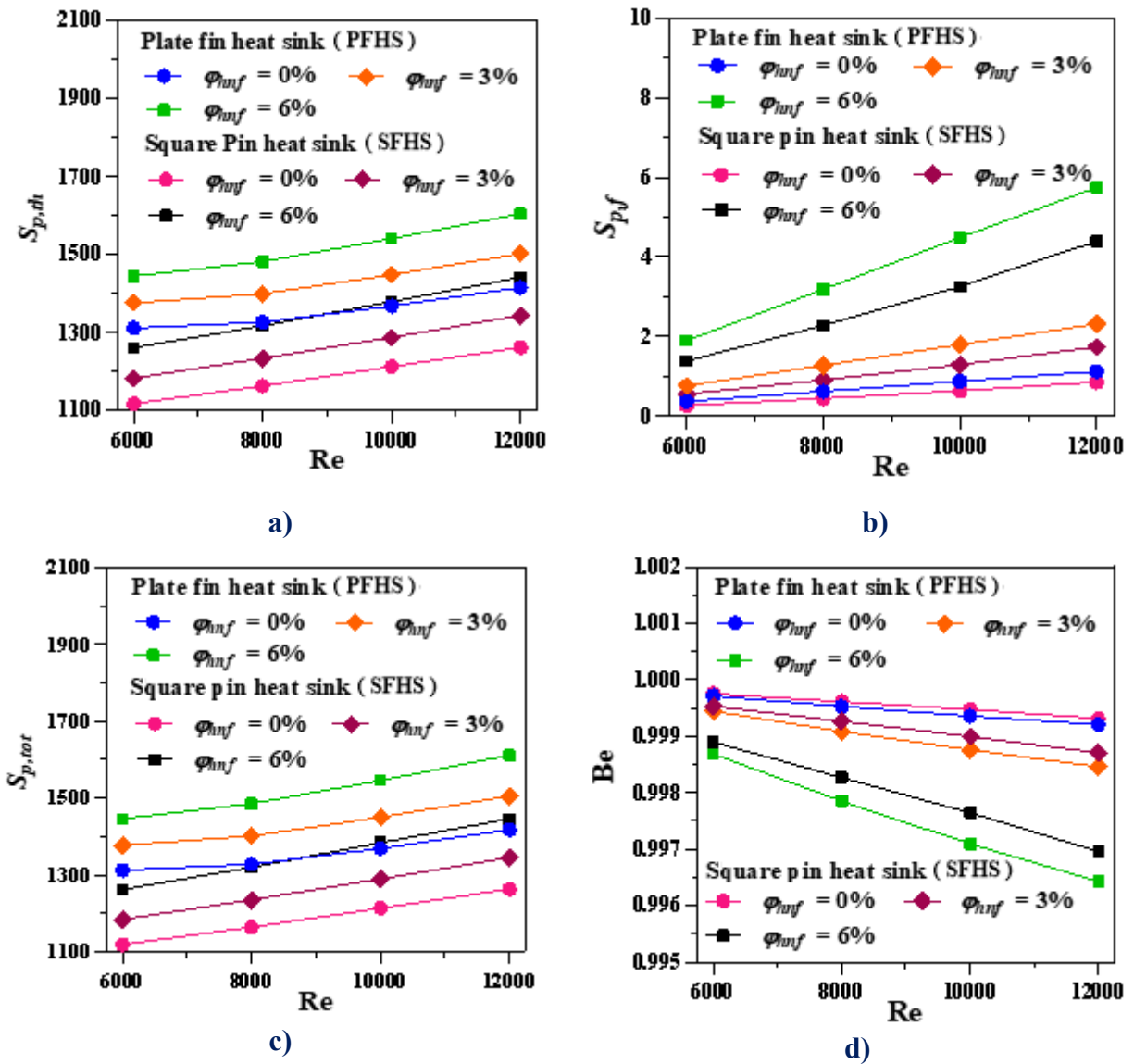


Figure V.XI.12. Variation de a) $S_{p,th}$ b) $S_{p,f}$ c) $S_{p,tot}$ d) Be en fonction de Re à différents ϕ_{hnf}

V.XI.6. CONCLUSION

Une étude numérique tridimensionnelle du nanofluide hybride $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{CNT} / \text{eau}$ sur l'échange de chaleur et la génération d'entropie de deux types de dissipateurs de chaleur exposés à un jet impactant a été réalisé dans cette partie. Voici quelques-unes des conclusions les plus importantes tirées du problème étudié:

- ✚ Au fur et à mesure que le nombre de Reynolds augmente, l'intensité de turbulence du nanofluide hybride près des ailettes chauffées des dissipateurs thermiques augmente, réduisant la couche limite thermique et augmentant ainsi l'efficacité thermique.
- ✚ Les nanoparticules dispersées améliorent le transfert de chaleur par convection en augmentant la conductivité thermique du fluide de travail, et cet avantage apparaît à une concentration plus élevée de nanoparticules.
- ✚ L'utilisation d'un nanofluide hybride au lieu d'un nanofluide conventionnel peut augmenter le taux d'échange de chaleur.
- ✚ Des valeurs plus élevées de φ_{hnf} contribuent à une viscosité plus élevée du fluide de travail, entraînant des valeurs \overline{C}_f plus élevées.
- ✚ Le PFHS contribue à un taux d'échange de chaleur plus élevé que le SPHS.
- ✚ La dispersion des nanoparticules dans le liquide de base augmente la viscosité et la conductivité thermique, tandis que l'augmentation du nombre de Re augmente le gradient de chaleur et de vitesse, ce qui entraîne des améliorations de $S_{p,th}$, $S_{p,f}$ et $S_{p,f}$.
- ✚ Avec des valeurs croissantes de φ_{hnf} et Re, les valeurs de Bejan diminuent.

V.XII. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons étudié les transferts thermoconvectifs bi et tridimensionnels dans les jets impactant et les canaux en utilisant des nanofluides hybrides. La recherche sur les nanofluides ayant connu d'importants progrès depuis leur découverte il y a deux décennies, leur utilisation comme moyen d'améliorer le transfert et le stockage de la chaleur est devenue très populaire. Ces mélanges liquides contenant de minuscules quantités (<10 % en volume) de particules solides de taille nanométrique (<100 nm) en suspension dans des liquides conventionnels tels que l'eau et l'huile ont un grand potentiel pour les applications de gestion thermique en raison de leurs excellentes propriétés thermophysiques.

Afin d'analyser les résultats obtenus, nous avons réalisé plusieurs études numériques pour étudier la combinaison d'un flux horizontal avec un jet d'impact, l'utilisation de trous de jet étendus, l'inclinaison et l'emplacement de l'entrée du jet d'impact, l'utilisation de conduits ondulés, l'utilisation de nanofluides simples, hybrides, hybrides binaires ou hybrides ternaires, l'utilisation de nanoparticules métalliques, l'utilisation de nanoparticules de petit diamètre avec un volume de fraction qui ne dépasse pas 10 %, l'utilisation de matériaux poreux en présence de nanofluides hybrides et l'application des forces magnétiques externes pour réduire le chaos et rendre les fluides stables.

Nous avons conclu que la combinaison d'un flux horizontal avec un jet d'impact est un moyen efficace pour améliorer le taux de transfert de chaleur, que le trou de jet étendu peut contribuer à améliorer l'efficacité du système, que l'inclinaison et l'emplacement de l'entrée du jet d'impact avec des valeurs appropriées affectent efficacement le taux de transfert de chaleur autour du composant électronique, que l'utilisation de conduits ondulés améliore le taux de transfert de chaleur mieux que les conduits droits traditionnels, que l'utilisation de nanofluides simples, hybrides, hybrides binaires ou hybrides ternaires améliore le taux de transfert de chaleur par rapport au fluide de base conventionnelle (dans cette thèse c'est l'eau), que les nanoparticules métalliques sont plus performantes que les nanoparticules d'oxyde et que l'utilisation de nanoparticules de petit diamètre, avec un volume de fraction qui ne dépasse pas 10 %, contribue à améliorer de manière significative l'efficacité du système. Nous avons également constaté que l'utilisation de matériaux poreux en présence de nanofluides hybrides est une nouvelle méthode pour améliorer le transfert de chaleur au sein des équipements électroniques et que l'application de forces magnétiques externes de manière raisonnable est une méthode efficace pour éliminer le chaos et rendre ces

fluides stables. Enfin, nous avons utilisé le concept d'entropie et de ses types pour évaluer le taux d'énergie inutile dans les différents systèmes, évalué la variation de la quantité de chute de pression et de la puissance du pompage lors de l'utilisation de nanoparticules de différents diamètres et du volume de fractions et constaté que l'utilisation de nanoparticules avec des sels fondus dans les centrales solaires est un moyen moderne d'améliorer le taux de transfert et de stockage d'énergie dans ces systèmes. De plus, la simulation thermique à grande échelle a été appliquée pour donner de nouveaux concepts sur l'effet des nanoparticules hybrides dispersées dans le fluide de base sur différentes fluctuations et le dissipateur thermique à ailettes s'est avéré plus efficace que le dissipateur thermique à broches carrées.

Conclusion générale

Cette thèse a été rédigée dans le but d'étudier numériquement le transfert thermo-convectif tridimensionnel dans les jets impactant et canaux en utilisant des nanofluides simples et hybrides (nanofluides hybrides binaires et ternaires) avec différents types (oxyde et métallique, graphène et nanotubes de carbone) et formes (sphérique, cylindrique, plaquette ...etc.). En effet, la recherche dans le domaine des nanofluides a connu des avancées considérables depuis leur découverte il y a deux décennies. Ces mélanges liquides contenant de minuscules quantités (<10% en volume) de particules solides de taille nanométrique (<100 nm) en suspension ont un grand potentiel pour les applications de gestion thermique en raison de leurs excellentes propriétés thermophysiques. Les travaux réalisés au cours de cette thèse ont permis d'éclairer plusieurs points clés liés à l'utilisation des nanofluides conventionnels et hybrides comme fluides caloporteurs utilisés dans de nombreuses applications industrielles. Les évaluations du comportement de l'écoulement, transfert de chaleur, chute de pression, puissance de pompage, facteur de frottement, génération de l'entropie et l'efficacité ont été effectuées à l'aide de deux modèles : le premier est un modèle de mélange homogène et le second est un modèle de mélange dysphasique dans des conditions d'écoulement laminaire et turbulent avec plusieurs modèles tels que : $k-\varepsilon$, $k-\omega$ SST, LES.... etc. Les équations gouvernantes ont été résolues à l'aide du logiciel Ansys-Fluent 14.5 dans tous les travaux réalisés à l'aide dans certains cas de code C++ pour programmer les propriétés thermophysiques des fluides utilisés, à l'exception de la neuvième partie qui a été réalisée à l'aide du programme Trio-CFD qui basé sur le code C++. De plus, concernant la fiabilité des techniques de simulation utilisées dans le présent travail, les méthodes numériques ont été validées en comparant les résultats avec plusieurs résultats disponibles dans la littérature sous forme de travaux numériques ou expérimentaux, et un bon accord a été obtenu entre les résultats. De plus, Il faut préciser que cette thèse a été menée sur plusieurs configurations sans s'écarter du sujet, et nombreux résultats et observations importantes ont été obtenus, et ils sont tous discutés dans le cinquième chapitre. Ci-dessous, je vais résumer les plus importants:

- ✚ Cette thèse commence par une étude sur l'effet de l'exposition d'un bloc cubique chaud soumis à un écoulement horizontal et à un jet impactant. Les résultats ont montré que le modèle de turbulence $k - \varepsilon$ comparé aux autres modèles de turbulence utilisés a donné de bons résultats par rapport aux résultats expérimentaux. Le déplacement de l'emplacement de l'axe

d'écoulement vers l'entrée du canal d'une distance de $D = -L/2$ conduits à une amélioration significative du taux de transfert de chaleur. De plus, une meilleure amélioration du transfert de chaleur a été observée à $R = 1$, Cela signifie que le taux de transfert de chaleur est maximal lorsque le nombre de Reynolds à l'entrée du jet est égal au nombre de Reynolds à l'entrée du conduit.

- ✚ Suivie d'une deuxième étude sur l'évaluation de taux transfert de chaleur et la production d'entropie pour les jets impactant turbulent sur des blocs chauffés à l'aide de Al_2O_3 /eau nanofluide en utilisant l'approche de mélange à deux phases. Les résultats ont indiqué que l'approche de modélisation affecte également de manière significative les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur des nanofluides. Le transfert de chaleur plus élevé est obtenu en utilisant l'approche TPMM par rapport à l'approche SPM. L'approche TPMM a le mécanisme de vitesse de glissement qui conduit à une interaction plus élevée entre les nanoparticules et le fluide de base, ce qui entraîne un taux de transfert de chaleur plus élevé. Le nombre de Nusselt local et moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des particules. La même chose été observé avec tous les types d'entropie. De plus, nous avons remarqué que la forme des nanoparticules plaquettes contribue de manière significative à augmenter le taux de transfert de chaleur par rapport aux autres formes.
- ✚ Dans la troisième partie, nous avons effectué une analyse numérique sur la génération d'entropie et de TiO_2 – eau nanofluide dans un canal ondulé soumis à un flux de chaleur constant. Nous avons constaté que par rapport à la paroi droite, la paroi ondulée améliore bien le taux de transfert de chaleur. L'augmentation d'amplitudes et de volume de fraction améliore le taux de transfert de chaleur. De plus, nous avons également discuté la production d'entropie dans le système étudié.
- ✚ Dans la quatrième partie, nous avons mené une étude numérique sur le comportement des fluides et des transferts de chaleur autour d'une masse chaude subissant à un écoulement horizontal et à un jet impactant à l'aide de nanofluides hybrides ternaire, composé des nanoparticules suivantes dispersées dans le fluide de base (l'eau) : Al_2O_3 , Cu et Ag avec des formes: sphériques, cylindriques et plaquette, respectivement. Grâce aux simulations qui ont été réalisées, nous avons découvert ceci le flux horizontal avec une structure de jet impactant a amélioré le taux de transfert de chaleur jusqu'à 58 % de mieux au cas sans jet impactant.

L'utilisation d'un nanofluide hybride ternaire avec diverses formes de nanoparticules (sphérique (Al_2O_3), cylindrique (Cu) et plaquette (Ag)) peut améliorer le taux de transfert de chaleur mieux que l'utilisation d'un nanofluide simple (sphérique (Al_2O_3)). De plus, l'effet de l'ajout d'un trou de jet étendu vers la face supérieure du cube sur le transfert de chaleur apparaît meilleur à $\alpha < 1$. L'élévation du trou de jet étendu sans dimension (E) peut améliorer le taux de transfert de chaleur jusqu'à 27,3 %. Finalement, on a trouvé que l'inclinaison de l'entrée du jet impactant vers l'entrée du canal avec $\beta = -20^\circ$ améliore le taux de transfert de chaleur jusqu'à 11 %.

✚ Dans la cinquième partie, nous avons effectué une analyse numérique en utilisant le modèle de turbulence SST – $k\omega$ sur un jet impactant utilisé pour refroidir une plaque plane soumise à une température constante à l'aide de trous de jet étendus avec nombreux nanofluides hybrides binaires. Les résultats de la simulation ont révélé que la combinaison de la forme des nanoparticules sphériques avec une autre forme de nanoparticules proposée dans l'étude actuelle (brique, lame, cylindrique et plaquette) améliore le taux de transfert de chaleur plus élevé qu'en utilisant uniquement des nanoparticules sphériques. L'utilisation des nanofluides hybride binaire avec toutes les configurations de nanoparticules donne des valeurs élevées de $\overline{\text{Nu}}$ par rapport à l'eau pure. Une augmentation significative du taux de transfert de chaleur a été obtenue lorsque les configurations de nanoparticules Al_2O_3 et MgO avec les formes sphériques et plaquettes, respectivement. L'utilisation d'un nanofluide hybride binaire donne des valeurs élevées de chute de pression par rapport à l'eau pure. De plus, l'ajout des trous de jet étendus augmente considérablement le taux de transfert de chaleur et la chute de pression par rapport aux trous de jet non étendus.

✚ Dans sixième partie, une évaluation numérique a été effectuée sur le transfert de chaleur et la production d'entropie d'un dissipateur thermique tridimensionnel exposé à un jet impactant, où la zone entre les ailettes du dissipateur thermique est remplie de mousse d'aluminium saturée de $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu} / \text{eau}$ Nanofluide hybride. Les principales conclusions de la cette étude sont: la diminution des valeurs de nombre de Darcy crée une couche limite thermique plus épaisse en raison des difficultés des nanofluides hybrides à pénétrer dans la zone poreuse ce qui entraîne une diminution de $\overline{\text{Nu}}$. À concentration de nanoparticules égale, le nombre de nanoparticules de petit diamètre ($d_n = 20 \text{ nm}$) est supérieur à celui des nanoparticules de grand diamètre ($d_n = 60 \text{ nm}$), augmentant le mouvement brownien des nanoparticules,

provoquant ainsi une augmentation de l'interaction entre le liquide de base et les nanoparticules, conduisant à une meilleure transmission de la chaleur. Une augmentation des valeurs de porosité améliore le taux d'échange thermique jusqu'à 40 %, et la raison logique en est que l'augmentation de porosité améliore progressivement le mouvement d'écoulement du nanofluide hybride dans le milieu poreux. D'autre part, on a constaté que les valeurs de chute de pression diminuent au fur et à mesure que les valeurs de nombre de Darcy et de porosité augmentent. De plus, l'évaluation du taux de production d'entropie a été discutée en détail. Finalement, des corrélations sont proposées pour faciliter le calcul du nombre de Nusselt.

✚ Dans la septième partie, nous nous sommes concentrés sur la modélisation du comportement d'écoulement et du transfert de chaleur d'un jet impactant à l'aide d'un modèle de mélange à deux phases, en utilisant $\text{SiO}_2 - \text{CuO}$ /eau hybride nanofluide comme fluide de travail pour le refroidissement du processeur, où cet écoulement est soumis à un champ magnétique. De nombreux résultats importants ont été obtenus dans cette partie, ce qui permettrait d'augmenter l'efficacité thermique du système étudié et de le rendre stable, nous pouvons les résumer comme suit : les valeurs du coefficient de transfert de chaleur sont supérieures lors de l'utilisation de l'approche à deux phases par rapport à l'approche à une seule phase, et les résultats sont extrêmement proches des données expérimentales. L'introduction de forces magnétiques externes aide à stabiliser le fluide de travail. Les nanofluides hybrides contribuent à une réduction significative de la température moyenne du processeur jusqu'à 10 K au mieux par rapport à l'eau pure. Une augmentation excessive de la force magnétique réduit le taux de transmission de la chaleur, entraînant une élévation de la température du processeur. Par conséquent, il n'est pas recommandé d'utiliser de fortes forces magnétiques pour maintenir le taux de transfert de chaleur et obtenir une stabilité dans le mouvement du fluide. L'augmentation du nombre de Hartmann augmente la pression de chute et la puissance de pompage tout en réduisant l'efficacité du système. Enfin, deux corrélations ont été déterminées pour le nombre de Nusselt et le coefficient de frottement.

✚ D'autre part, en raison de l'importance de ces nanoparticules dans l'amélioration du taux de transfert de chaleur, nous avons conclu à la nécessité de les utiliser dans les centrales solaires pour améliorer les propriétés thermophysiques des sels fondus qui y sont utilisés d'une part, et pour améliorer l'efficacité du système d'autre part. Pour cette raison, un nouveau type de nanofluide hybride à base de sels fondus a été développé afin d'améliorer le stockage et le

transfert d'énergie thermique à haute température. Pour cela, dans la huitième partie nous avons mené une étude numérique sur l'analyse thermique d'un écoulement turbulent à convection forcée à l'intérieur d'un tube absorbant ondulé rempli d'un matériau poreux et contenant des nanofluides hybrides à base de sels fondus. Les résultats de l'étude peuvent être résumés par les points suivants : la diminution des valeurs de PPI augmente le taux de transmission de la chaleur. Le sel fondu Hitec a un coefficient de friction et une perte de pression plus faibles que le Hitec XL et le sel solaire. L'efficacité du fluide de travail s'améliore lorsque la quantité de nanoparticules dispersées augmente. De plus, l'augmentation des valeurs de PPI augmente le coefficient de friction, la pression de chute, la puissance de pompage et l'efficacité du système pour tous les nanofluides hybrides à base de sels fondus.

✚ Dans la neuvième partie, afin de mieux comprendre la physique de l'écoulement turbulent de $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Cu}$ /eau nanofluide hybride à l'intérieur d'un canal tridimensionnel soumis à un chauffage symétrique et asymétrique, le modèle de simulation thermique à grandes échelles a été utilisé. Les résultats ont révélé que la contrainte de Reynolds turbulente et le flux de chaleur sont plus importants dans la direction du courant que dans les autres directions. Pour un nombre de Reynolds constant, la dispersion des nanoparticules dans le fluide de base réduit sa vitesse moyenne, car il devient plus visqueux et plus dense. Malgré l'introduction de nanoparticules dans le fluide de base à un débit massique constant, la variation des fluctuations de vitesse sans dimension est restée presque constante (négligeable). Les flux de chaleur turbulents pour l'eau sont plus importants que les nanofluides et le nanofluide hybride, ce qui implique que les fluides plus conducteurs et plus visqueux ont le flux de chaleur turbulent le plus faible. Finalement, le taux de transfert de chaleur dans le cas du chauffage symétrique est plus important que dans le cas du chauffage asymétrique.

✚ Dans la dixième partie, une investigation numérique tridimensionnelle du $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{CNT}$ /eau nanofluide hybride sur le transfert de chaleur et la production d'entropie de deux types de dissipateurs thermiques soumis à un jet impactant a été réalisée. Ce travail compare l'écoulement du fluide et les propriétés de transfert de chaleur d'un dissipateur thermique à plaques- ailettes (PFHS) et d'un dissipateur thermique à broches carrées (SPHS). Les résultats ont montré que l'utilisation d'un nanofluide hybride au lieu d'un nanofluide conventionnel peut augmenter le taux d'échange de chaleur. Le PFHS contribue à un taux d'échange de chaleur plus élevé que le SPHS. De plus, la dispersion des nanoparticules dans le liquide de base

augmente la viscosité et la conductivité thermique, tandis que l'augmentation du nombre de Re augmente le gradient de chaleur et de vitesse, ce qui entraîne des améliorations de tous les types d'entropie.

J'aimerais à informer les lecteurs et les personnes intéressées que nos travaux ouvrent la voie à d'autres études sur le transfert de chaleur à l'aide de nanofluides hybrides, en particulier dans le domaine de la transmission et du stockage de l'énergie solaire. En effet, l'énergie solaire est une alternative aux énergies fossiles plus respectueuse de l'environnement, et trouver des moyens de stocker et de transmettre cette énergie est un impératif. Par conséquent, les études et les recherches dans ce domaine doivent être intensifiées, d'autant plus que 90% de notre pays est désertique et que l'énergie solaire est une source d'énergie abondante. Pour effectuer des simulations numériques dans ce domaine de recherche, il est possible de s'appuyer sur différentes méthodes du modèle diphasique, en examinant l'effet de la vitesse des particules sur le mouvement du fluide et vice versa.

Annexe des publications

Annexe: 1

Publication à partir de l'application N°1

Ce travail a été publié dans la revue internationale : *Heat Transfer (2021) Vol. 50(1) p. 413-431. (Éditeur: John Wiley & Sons)*

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Three-dimensional turbulent forced convection around a hot cubic block exposed to a cross-flow and an impinging jet

Annexe : 2

Publication à partir de l'application N°2

Ce travail a été publié dans la revue internationale : *Journal of Applied and Computational Mechanics (2021) Vol 7(4) p. 2010-2023. (Éditeur: Shahid Chamran University of Ahvaz)*

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Turbulent forced convection and entropy generation of impinging jets of water-Al₃O₂ Nanofluid on Heated Blocks

Annexe : 3

Publication à partir de l'application N°3

Ce travail a été publié dans la revue internationale : *Thermophysics and Aeromechanics (2022) Vol 29(4) p. 587-604. (Éditeur: Springer)*

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Heat transfer and entropy generation of water/TiO₂ nanofluid flow in a wavy channel using two-phase mixture approach

Annexe : 4

Publication à partir de l'application N°4

Ce travail a été publié dans la revue internationale : *International Communications in Heat and Mass Transfer (2022) Vol 127 p. 105560. (Éditeur: Elsevier)*

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Numerical investigation of jet impingement cooling an isothermal surface using extended jet holes with various binary hybrid nanofluids

Annexe : 5

Publication à partir de l'application N°5

Ce travail a été publié dans la revue internationale : *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science (2022) Vol 236(8) p. 4412-4428. (Éditeur: SAGE Publications)*

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Numerical investigations of heat transfer around a hot block subject to a cross-flow and an extended jet hole using ternary hybrid nanofluids

Annexe : 6

Publication à partir de l'application N°6

Ce travail a été publié dans la revue internationale : *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects (2022) Vol 44(3) p. 6035-6062.*

(Éditeur: Taylor & Francis)

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Three-dimensional analysis of heat transfer and entropy production of jet impingement hybrid nanofluid cooling a porous media-filled heat sink

Annexe : 7

Publication à partir de l'application N°7

Cet article a été accepté à la revue internationale: *Journal of Nanofluids (2023)*

(Éditeur: American Scientific Publishers)

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Thermal performance and drop pressure of hybrid nanofluids impingement jet on CPU cooling under magnetic field

Annexe : 8

Publication à partir de l'application N°8

Cet article a été accepté à la revue internationale : *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications (2022) (Éditeur: Taylor and Francis)*

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Thermal energy storage analysis of turbulent forced-convection flow of a wavy absorber tube containing a molten salt-based hybrid nanofluid filled with a porous material

Annexe : 9

Publication à partir de l'application N°9

Cet article a été soumis à la revue internationale : *International Journal of Thermal science*
(2023)

(Éditeur: Elsevier)

BOUDRAA Bouziane, BESSAIH Rachid, MARTIN David, TOUTANT Adrien et
BATAILLE Françoise

Le titre de l'article est :

**Large eddy simulations of a turbulent-flow with hybrid nanofluid subjected to
symmetric and asymmetric heating**

Annexe : 10

Publication à partir d'une conférence

Ce travail a été publié dans la revue internationale: *AIP Conference Proceedings (2022) Vol*
2415(1) p. 020028-1 – 020028-14.

(Éditeur: American Institute of Physics)

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

**Heat transfer enhancement utilizing hybrid nanofluid impinging jet
over a set of heated sources**

Annexe des conférences

Annexe: 1

Publication à partir de l'application N°1

Ce travail a fait l'objet d'une participation à une conférence internationale sur *9^{ème}*

jours des sciences de l'ingénieur (JSI)

25-27 septembre, sfax, Tunisia (ISBN : 978-3-3831-X-X)

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Numerical investigation of thermal and entropy production of three-dimensional heat sinks cooled by a hybrid nanofluid impinging jet

Annexe: 2

Publication à partir de l'application N°1

Ce travail a fait l'objet d'une participation à une conférence internationale sur *6th*

International Conference on Advances in Mechanical Engineering (ICAME)

20 - 22 October 2021 İstanbul Turkey (ISBN : 978-975-461-599-9)

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Heat transfer enhancement utilizing hybrid nanofluid impinging jet over a set of heated sources

Annexe: 3

Publication à partir de l'application N°1

Ce travail a fait l'objet d'une participation à une conférence internationale sur *2^{ème} International Conference on Electromechanical Engineering and its Applications (ICEMEA-2021)*

April 5-6, 2021 Baghdad, Iraq (ISBN: 978-0-7354-4268-9)

BOUDRAA Bouziane et BESSAIH Rachid

Le titre de l'article est :

Heat transfer enhancement utilizing hybrid nanofluid impinging jet over a set of heated sources.

Références

- [1] S. U.S. Choi and J. A. Eastman, Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, . United States: N. p., 1995. Web.
- [2] J.C. Maxwell, A Treatise on Electricity and Magnetism, 2nd ed. Oxford University Press, Cambridge, U.K., 1904, p. 435.
- [3] A. Ghennai, Contribution à l'étude des transferts thermiques dans les nanofluides. Thèse de doctorat en Génie mécanique, Université Frères Mentouri - Constantine 1, 2020.
- [4] S. A. Manavi, A. Ramiar and A. A. Ranjbar, Turbulent forced convection of nanofluid in a wavy channel using two-phase model. *Heat and Mass Transfer*, 2013; 50(3): 661–671. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-013-1276-y>
- [5] S. M. Vanaki, H. A. Mohammed, A. Abdollahi and M. A. Wahid, Effect of nanoparticle shapes on the heat transfer enhancement in a wavy channel with different phase shifts. *Journal of Molecular Liquids*. 2014; 196: 32–42. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2014.03.001>
- [6] D. M. Ferley and S. J. Ormiston, Numerical analysis of laminar forced convection in corrugated-plate channels with sinusoidal, ellipse, and rounded-vee wall shapes. *Numerical Heat Transfer*, 2013; 63(8): 563–589. DOI: <https://doi.org/10.1115/IHTC14-22082>
- [7] R. Dormohammadi, M. Farzaneh-Gord A. Ebrahimi-Moghadam, and M. H. Ahmadi, Heat transfer and entropy generation of the nanofluid flow inside sinusoidal wavy channels. *Journal of Molecular Liquids*, 2018; 69: 229–240. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2018.07.119>
- [8] S. Sadripour, Investigation of flow characteristics and heat transfer enhancement in a nanofluid flow in a corrugated duct. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, 2018; 59(6): 1049–1057. DOI: <https://doi.org/10.1134/S002189441806010X>
- [9] S. Mei, C. Qi, T. Luo, X. Zhai and Y. Yan, Effects of magnetic field on thermo-hydraulic performance of Fe₃O₄-water nanofluids in a corrugated tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019; 128: 24–45. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.071>
- [10] R. K. Ajeel, W. S.I. W. Salim and K. Hasnan, Design characteristics of symmetrical semicircle-corrugated channel on heat transfer enhancement with nanofluid, *International Journal of*

Mechanical Sciences, 2019; 151: 236–250. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.11.022>

- [11] M. Salami, M. Khoshvaght-Aliabadi and A. Feizabadi, Investigation of corrugated channel performance with different wave shapes. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2019; 138: 3159–3174. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08361-y>
- [12] S. V. Mousavi, M. B. Gerdroodbary, M. Sheikholeslami and D. D. Ganji, The influence of a magnetic field on the heat transfer of a magnetic nanofluid in a sinusoidal channel. *The European Physical Journal Plus*, 2016; 131(9): 1–12. DOI: <https://doi.org/10.1140/epjp/i2016-16347-4>
- [13] R. K. Ajeel, W. S.-I. W. Salim and K. Hasnan, Thermal performance comparison of various corrugated channels using nanofluid: Numerical study. *Alexandria Engineering Journal*, 2019; 58: 75–87. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2018.12.009>
- [14] N. Al-Zurfi, A. Alhusseny and A. Nasser, Effect of rotation on forced convection in wavy wall channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020; 149: 119177. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119177>
- [15] O. G. Fadodun, A. A. Amosun, N. L. Okoli, D. O. Olaloye, J. A. Ogundeji and S. S. Durodola, Numerical investigation of entropy production in SWCNT/H₂O nanofluid flowing through inwardly corrugated tube in turbulent flow regime. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2020; 144: 1451–1466. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09589-9>
- [16] A. A. A. Arani, S. Sadripour and S. Kermani, Nanoparticle shape effects on thermal-hydraulic performance of boehmite alumina nanofluids in a sinusoidal–wavy mini-channel with phase shift and variable wavelength. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2017; 128: 550–563. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2017.05.030>
- [17] Y. Yue-Tzu, W. Yi-Hsien and T. Po-Kai, Numerical optimization of heat transfer enhancement in a wavy channel using nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2014; 51: 9–17. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.12.002>
- [18] V. Singh, D. Haridas and A. Srivastava, Experimental study of heat transfer performance of compact wavy channel with nanofluids as the coolant medium: Real time non-intrusive measurements. *International Journal of Thermal Sciences*, 2019; 145: 105993. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.105993>

- [19] Z. Li, A. Shahsavari, K. Niazi, A. A.A.A. Al-Rashed and S. Rostami, Numerical assessment on the hydrothermal behavior and irreversibility of MgO-Ag/water hybrid nanofluid flow through a sinusoidal hairpin heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2020; 115: 104628. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104628>
- [20] J. Ortega-Casanova and F.J. Granados-Ortiz, Numerical simulation of the heat transfer from a heated plate with surface variations to an impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014; 76: 128–143. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.04.022>
- [21] D. Hee, J. Ryeol, H. Jin, J. Sik and P. Ligrani, Confined, milliscale unsteady laminar impinging slot jets and surface Nusselt numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011; 54 (11-12): 2408–2418. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.02.021>
- [22] C. T. Nguyen, N. Galanis, G.Polidori, S. Fohanno, C.V. Popa and A. L. Bechec, An experimental study of a confined and submerged impinging jet heat transfer using Al₂O₃-water nanofluid. *International Journal of Thermal Sciences*. 2009; 48(2): 401–411. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2008.10.007>
- [23] O. Zeitoun and M. Ali, Nanofluid impingement jet heat transfer. *Nanoscale Research Letters*, 2012; 139(7): 1–14. DOI: <https://doi.org/10.1186/1556-276X-7-139>
- [24] A. Pratap, Y. K. Baghel and V.K. Patel, Effect of impingement height on the enhancement of heat transfer with circular confined jet impingement using nanofluids. *Materials Today: Proceedings*, 2020; 28(3): 1656–1661. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.05.016>
- [25] J. Lv, C. Hu, M. Bai, K. Zeng, S. Chang and D. Gao, Experimental investigation of free single jet impingement using SiO₂-water nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2017; (84): 39–46. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.01.010>
- [26] J. Mohammadpour and A. Lee, Investigation of nanoparticle effects on jet impingement heat transfer: A review. *Journal of Molecular Liquids*, 2020; 316: 113819. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2020.113819>
- [27] K. Wongcharee, V. Chuwattanakul and S. Eiamsa-ard, Heat transfer of swirling impinging jets with TiO₂-water nanofluids. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 2017; 114: 16–23. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cep.2017.01.004>
- [28] S. P. Prithvi and G.R. Arvind, Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system. *Applied Thermal Engineering*, 2017; 110: 1511–1524. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.057>

- [29] O. Manca, P. Mesolella, S. Nardini and D. Ricci, Numerical study of a confined slot impinging jet with nanofluids. *Nanoscale Research Letters*, 2011; 6(1): 188. DOI: <https://doi.org/10.1186/1556-276X-6-188>
- [30] O. Manca, D. Ricci, S. Nardini and G. Di, Thermal and fluid dynamic behaviors of confined laminar impinging slot jets with nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2016; 70: 15–26. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.11.010>
- [31] D.H. Lee, H.J. Park and P. Ligrani, Milliscale confined impinging slot jets: laminar heat transfer characteristics for an isothermal flat plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012; 55 (9-10): 2249–2260. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.01.041>
- [32] H. Lamraoui, K. Mansouri and R. Saci, Numerical investigation on fluid dynamic and thermal behavior of a non-Newtonian Al₂O₃-water nanofluid flow in a confined impinging slot jet, *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*, 2019; 265: 11–27. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jnnfm.2018.12.011>
- [33] L. Nakharintr, P. Naphon and S. Wiriyaart, Effect of jet-plate spacing to jet diameter ratios on nanofluids heat transfer in a mini-channel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018; 116: 352–361. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.037>
- [34] B. Boudraa and R. Bessaih, Turbulent forced convection and entropy generation of impinging jets of waterAl₂O₃ nanofluid on heated blocks. *Journal of Applied and Computational Mechanics*, 2021; 7(4): 2010–2023. DOI: <https://doi.org/10.22055/JACM.2020.35216.2599>
- [35] F. Selimefendigil and H. F. Oztop, Pulsating nanofluids jet impingement cooling of a heated horizontal surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014; 69: 54–65. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.10.010>
- [36] F. Selimefendigil, and H. F. Oztop, Jet impingement cooling and optimization study for a partly curved isothermal surface with CuO water nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2017; 89: 211–218. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.10.007>
- [37] F. Selimefendigil and H. F. Oztop, Analysis and predictive modeling of nanofluid-jet impingement cooling of an isothermal surface under the influence of a rotating cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018; 121: 233–245. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.01.008>

- [38] M. P. Paulraj and S. K. Sahu, Conjugate heat transfer enhancement of laminar slot jets with various nanofluids on an array of protruding hot sources using MPM approach. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2019; 76(4): 232–253. DOI: <https://doi.org/10.1080/10407782.2019.1627839>
- [39] B. Boudraa and R. Bessaïh, Three-dimensional turbulent forced convection around a hot cubic block exposed to a cross-flow and an impinging jet. *Heat Transfer*, 2020; 50(1): 413–431. DOI: <https://doi.org/10.1002/htj.21883>
- [40] Y. M. Macía, A. A. Rodríguez, S. M. N. Gonzalez and J. P. Yanes, Parametric study of electronic cooling by means of a combination of crossflow and an impinging jet. *IEEE Access*, 2023; 10: 103749 –103764. DOI: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2022.3207483>
- [41] D. Abanti, K. Sonal and H. Pabitra, Heat transfer and thermal characteristics effects on moving plate impinging from cu-water nanofluid jet. *Journal of Thermal Science* volume, 2020; 29: 182–193. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11630-019-1107-7>
- [42] M.A. Teamah, M.M.K. Dawood and A. Shehata, Numerical and experimental investigation of flow structure and behavior of nanofluids flow impingement on horizontal flat plate. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 74; 2016: 235–246. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.12.012>
- [43] K. Baghel, A. Sridharan and J.S. Murallidharan, Characteristics of free surface water jet impingement on a curved surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021; 164: 120487. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120487>
- [44] B. Sun, Y. Zhang, D. Yang and H. Li, Experimental study on heat transfer characteristics of hybrid nanofluid impinging jets. *Applied Thermal Engineering*, 2019; 151: 556–566. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.111>
- [45] D. B. Surendra, T. Shravan and S. C. Sandesh, Heat transfer characteristics of free nanofluid impinging jet on flat surface with different jet to plate distance: An experimental investigation. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 2019; 136: 1–10. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cep.2018.12.001>
- [46] L. Jizu, C. Shengnan, H. Chengzhi, B. Minli, W. Peng and Z. Ke, Experimental investigation of free single jet impingement using Al₂O₃-water nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2017; 88: 126–135. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.08.017>

- [47] L. Jizu, H. Chengzhi, B. Minli, Z. Ke, C. Shengnan and G. Dongdong, Experimental investigation of free single jet impingement using SiO₂-water nanofluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2017; 84: 39–46. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.01.010>
- [48] A.L. Neda, E. B. Mahsa and A. Mehdi, SiO₂ nanofluid planar jet impingement cooling on a convex heated plate. *Heat Mass Transfer*, 2016; 52: 2735–2746. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-016-1778-5>
- [49] E. Jalali, O.A. Akbari, M.M. Sarafraz, T. Abbas and M.R. Safaei, Heat Transfer of Oil/MWCNT Nanofluid Jet Injection Inside a Rectangular Microchannel. *Symmetry*, 2019; 11(6): 757. DOI: <https://doi.org/10.3390/sym11060757>
- [50] A. Shojaeizadeh, R.S. Mohammad, A.A.A.A. Alrashed, M. Ghodsian, G. Mengistu and M.A. Abbassi, Bed roughness effects on characteristics of turbulent confined wall jets. *Measurement*, 2018; 122: 325–338. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.02.033>
- [51] S.A. Bagherzadeh, E. Jalali, M.M. Sarafraz, O.A. Akbari, A.R. Karimipour, M. Goodarzi and Q.V. Bach, Effects of magnetic field on micro cross jet injection of dispersed nanoparticles in a microchannel. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2020; 30 (5): 2683–2704. DOI: <https://doi.org/10.1108/HFF-02-2019-0150>
- [52] S.H. Han, H.J. Park, Y.H. Kim and D. H. Lee, The effects of thermal boundary conditions on the heat transfer characteristics of laminar flow in milli-scale confined impinging slot jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021; 168: 120865. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120865>
- [53] G.E. Lau, J. Mohammadpour and A. Lee, Cooling performance of an impinging synthetic jet in a microchannel with nanofluids: an eulerian approach. *Applied Thermal Engineering*, 2021; 188: 116624. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116624>
- [54] M. Zunaid, A. Husain, B.S. Chauhan and R. Sahu, Numerical analysis of inclined jet impingement heat transfer in microchannel. *Materials Today: Proceedings* 2021; 43(1): 557–63. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.12.048>
- [55] W. Shi, F. Li, Q. Lin, G. Fang, L. Chen and L. Zhang, Experimental study on instability of round nanofluid jets at low velocity. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2021; 120: 110253. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2020.110253>

- [56] F.J. Granados-Ortiz, L. Leon-Prieto and J. Ortega-Casanova, Computational study of the application of Al₂O₃ nanoparticles to forced convection of high-Reynolds swirling jets for engineering cooling processes. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2021; 15(1): 1–22. DOI: <https://doi.org/10.1080/19942060.2020.1845805>
- [57] B.A. Shirvani, J. Sodagar-Abardeh, F. Eynijengheshlaghi and A. Arabkoohsar, Numerical investigation of nanoparticles shape impacts on thermal energy transfer and flow features of nanofluid impingement jets. *Journal of Energy Resources Technology*, 2021; 143(11): 112002. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4049737>
- [58] R. Ekiciler, M. S. A. Çetinkaya and K. Arslan, Effect of shape of nanoparticle on heat transfer and entropy generation of nanofluid jet impingement cooling. *International Journal of Green Energy*, 2021; 17(10): 555–567. DOI: <https://doi.org/10.1080/15435075.2020.1739692>
- [59] M. Amjadian, H. Safarzadeh, M. Bahiraei, S. Nazari and B. Jaber, Heat transfer characteristics of impinging jet on a hot surface with constant heat flux using Cu₂O–water nanofluid: An experimental study. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2020; 112: 104509. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104509>
- [60] M. Mahdavi, M. Sharifpur, J.P. Meyer and A.L. Chen, Thermal analysis of a nanofluid free jet impingement on a rotating disk using volume of fluid in combination with discrete modelling. *International Journal of Thermal Sciences*, 2020; 158: 106532. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106532>
- [61] A. Ümit and K. Arslan, Effects of Extended Jet Holes to Heat Transfer and Flow Characteristics of the Jet Impingement Cooling, *Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019; 141(8): 1–14. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4043893>
- [62] A. Ümit Ü. Uysal, and K. Arslan, Experimental and numerical investigation of jet impingement cooling using extended jet holes. , *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020; 158: 119945. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119945>
- [63] M. Kilic and A. H. Muhammad, Numerical investigation of combined effect of nanofluids and multiple impinging jets on heat transfer. *Thermal Science*, 2019; 23(5): 3165–3173. DOI: <https://doi.org/10.2298/TSCI171204094K>
- [64] T. Yousefi, E. Shojaeizadeh, H.R. Mirbagheri, B. Farahbaksh and M.Z. Saghir, An experimental investigation on the impingement of a planar jet of Al₂O₃–water nanofluid on a

- V-shaped plate. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2013; 50: 114–126. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.05.011>
- [65] B. Sun, Y. Qu and D. Yang, Heat transfer of Single Impinging Jet with Cu Nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 2016; 102: 701–707. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.166>
- [66] M. Siavashi and M. Jamali, Heat transfer and entropy generation analysis of turbulent flow of TiO₂-water nanofluid inside annuli with different radius ratios using two-phase mixture model. *Applied Thermal Engineering*, 2016; 100: 1149–1160. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.093>
- [67] D.W. Zhou and S.J. Lee, Forced convective heat transfer with impinging rectangular jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007; 50(9-10): 1916–1926. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.09.022>
- [68] N.H. Saeid, Jet impingement interaction with cross flow in horizontal porous layer under thermal non-equilibrium conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007; 50 (21-22): 4265–4274. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.02.025>
- [69] H.G. Lee, H.S. Yoon and M.Y. Ha, A numerical investigation on the fluid flow and heat transfer in the confined impinging slot jet in the low Reynolds number region for different channel heights. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008; 51(15-16): 4055–4068. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.01.015>
- [70] M. Popovac and K. Hanjalić, Vortices and heat flux around a wall-mounted cube cooled simultaneously by a jet and a crossflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009; 52(17-18): 4047–4062. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.042>
- [71] A.P. Rallabandi, D.H. Rhee, Z. Gao and J.C. Han, Heat transfer enhancement in rectangular channels with axial ribs or porous foam under through flow and impinging jet conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010; 53(21-22): 4663–4671. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.06.027>
- [72] Y. Masip, A. Rivas, G.S. Larraona, R. Anton, J.C. Ramos and B. Moshfegh, Experimental study of the turbulent flow around a single wall-mounted cube exposed to a cross-flow and an impinging jet. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2012; 38: 50–71. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.07.004>

- [73] N. Saleha, N. Fadèla and A. Abbès, Improving cooling effectiveness by use of chamfers on the top of electronic components. *Microelectronics Reliability*, 2015; 55(7): 1067–1076. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.microrel.2015.04.006>
- [74] D. Singh, B. Premachandran and S. Kohli, Effect of nozzle shape on jet impingement heat transfer from a circular cylinder. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015; 96: 45–69. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.04.011>
- [75] H.M. Maghrabie, M. Attalla, H.E. Fawaz and M. Khalil, Numerical investigation of heat transfer and pressure drop of in line array of heated obstacles cooled by jet impingement in cross flow. *Alexandria Engineering Journal*, 2017; 56(3): 285–296. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2016.12.022>
- [76] Y. Masipa, A. Campob and S.M. Nuñezc, Experimental analysis of the thermal performance on electronic cooling by a combination of cross-flow and an impinging air jet. *Applied Thermal Engineering*, 2020; 16: 114779. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114779>
- [77] G. Li, Y. Zheng, G. Hu and Z. Zhang, Convective heat transfer enhancement of a rectangular flat plate by an impinging jet in cross flow. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 2014; 22(5): 489–495. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1004-9541\(14\)60060-4](https://doi.org/10.1016/S1004-9541(14)60060-4)
- [78] M.F. Koseoglu and S. Baskaya, The role of jet inlet geometry in impinging jet heat transfer, modeling and experiments. *International Journal of Thermal Sciences*, 2010; 49(8): 1417–1426. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2010.02.009>
- [79] G.S. Larraona, A. Rivas, R. Antón, J.C. Ramos, I. Pastor and B. Moshfegh, Computational parametric study of an impinging jet in a cross-flow configuration for electronics cooling applications. *Applied Thermal Engineering*, 2013; 52(2): 428–438. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.027>
- [80] N. Satish and K. Venkatasubbaiah, Numerical investigations of turbulent multiple jet impingement on a heated square block in a confined channel. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2019; 14: 100415. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.100415>
- [81] H. Shariatmadar, S. Mousavian, M. Sadoughi and M. Ashjaee, Experimental and numerical study on heat transfer characteristics of various geometrical arrangement of impinging jet arrays. *International Journal of Thermal Sciences*, 2016; 102: 26–38. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.11.007>

- [82] L.B.Y. Aldabbagh and A.A. Mohamad, Effect of jet-to-plate spacing in laminar array jets impinging. *Heat and Mass Transfer*, 2006; 43(3): 265–273. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00231-006-0109-7>
- [83] M. Wae-hayee, P. Tekasakul, S. Eiamsa-ard and C. Nuntadusit, Effect of cross-flow velocity on flow and heat transfer characteristics of impinging jet with low jet to plate distance. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014; 28(7): 2909–2917. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-014-0534-3>
- [84] D. Sahoo and M.A. Sharif, Numerical modeling of slot-jet impingement cooling of a constant heat flux surface confined by a parallel wall. *International Journal of Thermal Sciences*, 2004; 43(9): 877–887. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2004.01.004>
- [85] H.M. Maghrabie, M. Attalla, H.E. Fawaz and M. Khalil, Impingement/effusion cooling of electronic components with cross-flow. *Applied Thermal Engineering*, 2019; 151: 199–213. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.106>
- [86] M. Kilic, T. Calisir and S. Baskaya, Experimental and numerical study of heat transfer from a heated flat plate in a rectangular channel with an impinging air jet. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2016; 39(1): 329–344. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40430-016-0521-y>
- [87] D. Benmouhoub and A. Mataoui, Heat transfer control of an impinging inclined slot jets on a moving wall. *Heat Transfer*, 2014; 44(6): 568–584. DOI: <https://doi.org/10.1002/htj.21138>
- [88] K. Oyakawa, K. Hanashiro, S. Matsuda, M. Yaga and M. Hiwada, Study on flow and heat transfer of multiple impingement jets. *Heat Transfer*, 2005; 34(6): 419–431. DOI: <https://doi.org/10.1002/htj.20073>
- [89] F. Selimefendigil, G. Şenol, H. F. Öztop and N. H. Abu-Hamdeh, A Review on Non-Newtonian Nanofluid Applications for Convection in Cavities under Magnetic Field. *Symmetry*, 2023; 15(1): 41. DOI: <https://doi.org/10.3390/sym15010041>
- [90] H. Alfvén, Existence of electromagnetic-hydrodynamic waves. *Nature*, 1942; 150: 405–406. DOI: <https://doi.org/10.1038/150405d0>
- [91] M. Sheikholeslami and H.B. Rokni, Simulation of nanofluid heat transfer in presence of magnetic field: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017; 115: 1203–1233. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.108>

- [92] Q. Xiong, E. Abohamzeh, J.A. Ali, S.M. Hamad, I. Tlili, A. Shafee, H. Habibeh and T.K. Nguyen, Influences of nanoparticles with various shapes on MHD flow inside wavy porous space in appearance of radiation. *Journal of Molecular Liquids*, 2019; 292: 111386. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2019.111386>
- [93] C. Zhang, L. Zheng, X. Zhang and G. Chen, MHD flow and radiation heat transfer of nanofluids in porous media with variable surface heat flux and chemical reaction. *Applied Mathematical Modelling*, 2015; 39(1): 165–181. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apm.2014.05.023>
- [94] A.M. Rashad, M.M. Rashidi, G. Lorenzini, S.E. Ahmed and A.M. Aly, Magnetic field and internal heat generation effects on the free convection in a rectangular cavity filled with a porous medium saturated with Cu–water nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017; 104: 878–889. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.08.025>
- [95] A. Izadi, M. Siavashi, H. Rasam and Q. Xiong, MHD enhanced nanofluid mediated heat transfer in porous metal for CPU cooling. *Applied Thermal Engineering*, 2020; 168: 114843. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114843>
- [96] R. Nimmagadda, H.D. Haustein, L. Godson Asirvatham and S. Wongwises, Effect of uniform/non-uniform magnetic field and jet impingement on the hydrodynamic and heat transfer performance of nanofluids. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2019; 479: 268–281. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jmmm.2019.02.019>
- [97] L. Nakharintr and P. Naphon, Magnetic field effect on the enhancement of nanofluids heat transfer of a confined jet impingement in mini-channel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 110; 2017: 753–759. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.078>
- [98] F. Selimefendigil, H.F. Oztop and A.J. Chamkha, Jet Impingement Heat Transfer of Confined Single and Double Jets with Non-Newtonian Power Law Nanofluid under the Inclined Magnetic Field Effects for a Partly Curved Heated Wall. *Sustainability*, 2021; 13(9): 5086. DOI: <https://doi.org/10.3390/su13095086>
- [99] F. Selimefendigil and H.F. Oztop, Al₂O₃-water nanofluid jet impingement cooling with magnetic field. *Heat Transfer Engineering*, 2020; 41(1): 50–64. DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2018.1513626>

- [100] B. Ayadi, F. Selimefendigil, F. Alresheedi, L. Kolsi, W. Aich and L.B. Said, Jet impingement cooling of a rotating hot circular cylinder with hybrid nanofluid under multiple magnetic field effects. *Mathematics*, 2021; 9(21): 2697. DOI: <https://doi.org/10.3390/math9212697>
- [101] S.A. Bagherzadeh, E. Jalali, M.M. Sarafraz, O. Ali Akbari, A. Karimipour, M. Goodarzi and Q.V. Bach, Effects of magnetic field on micro cross jet injection of dispersed nanoparticles in a microchannel. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid*, 2020; 30(5): 2683–2704. DOI: <https://doi.org/10.1108/HFF-02-2019-0150>
- [102] R. Nimmagadda, G.A. Lazarus and S. Wongwises, Effect of magnetic field and nanoparticle shape on jet impingement over stationary and vibrating plates, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid*, 2019; 29(12): 4948–4970. DOI: <https://doi.org/10.1108/HFF-04-2019-0328>
- [103] C. Qi, J. Tang, F. Fan and Y. Yan, Effects of magnetic field on thermo-hydraulic behaviors of magnetic nanofluids in CPU cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 2020; 179: 115717. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115717>
- [104] F. Selimefendigil and H.F. Öztop, Nanojet impingement cooling of an isothermal surface in a partially porous medium under the impact of an inclined magnetic field. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2020; 141: 1875–1888. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08839-9>
- [105] D. B. Ingham and I. Pop, *Transport phenomena in porous media*, Pergamon, Oxford, Vol. 2, 1998.
- [106] A. D., Nield and A. Bejan, *Convection in porous media*, 2nd edition, Springer - Verlag, New York, 1999.
- [107] K. Vafai, *Handbook of porous media*, Marcel Dekker, New York, 2000.
- [108] I. Pop and D. B. Ingham, *Convective heat transfer: mathematical and computational modeling of viscous fluids and porous media*, Pergamon, Oxford, 2001.
- [109] A. Bejan and A.D. Kraus, *Heat transfer handbook*, Wiley, New York, 2003.
- [110] L. Gong, Y. Li, Z. Bai and M. Xu, Thermal performance of micro-channel heat sink with metallic porous/solid compound fin design. *Applied Thermal Engineering*, 2018; 137: 288–95. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.065>

- [111] Y. Zhang, E. Long and M. Zhang, Experimental study on heat sink with porous copper as conductive material for CPU cooling. *Materials Today: Proceedings*, 2018; 5: 15004–09. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2018.04.046>
- [112] A. Bayomy and M. Saghir, Experimental study of using γ -Al₂O₃–water nanofluid flow through aluminum foam heat sink: comparison with numerical approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017; 107: 181–203. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.11.037>
- [113] M. Hatami and D. Ganji. Thermal and flow analysis of microchannel heat sink (MCHS) cooled by Cu–water nanofluid using porous media approach and least square method. *Energy Conversion and Management*, 2014; 78: 347–358. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.063>
- [114] M. R. Salimi, M. Taeibi-Rahni and H. Rostamzadeh, Heat transfer and entropy generation analysis in a three-dimensional impinging jet porous heat sink under local thermal non-equilibrium condition. *International Journal of Thermal Sciences*, 2020; 153: 106348. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106348>
- [115] A. Izadia, M. Siavashia, H. Rasama and Q. Xiongb, MHD enhanced nanofluid mediated heat transfer in porous metal for CPU cooling. *Applied Thermal Engineering*, 2020; 168: 114843. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114843>
- [116] B. Vincenzo, B. Buonomo, A. d. Pasqua and O. Manca, Heat transfer enhancement of laminar impinging slot jets by nanofluids and metal foams. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021; 22: 100860. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.100860>
- [117] L. Yongtong, G. Liang, X. Minghai, and J. Yogendra, Hydraulic and thermal performances of metal foam and pin fin hybrid heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 2020; 166: 114665. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114665>
- [118] A. Tehmina, A. Saleem and W. P. Cheol, Analysis of hydro-thermal and entropy generation characteristics of nanofluid in an aluminium foam heat sink by employing Darcy Forchheimer-Brinkman model coupled with multiphase Eulerian model. *Applied Thermal Engineering*, 2020; 173: 115231. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115231>
- [119] P. Ming, C. Li, J. Wentao and T. Wenquan, Numerical study on flow and heat transfer in a multi-jet microchannel heat sink. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020; 157: 119982. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119982>

- [120] M. Bezaatpour and M. Goharkhah, Three dimensional simulation of hydrodynamic and heat transfer behavior of magnetite nanofluid flow in circular and rectangular channel heat sinks filled with porous media. *Powder Technology*, 2019; 344: 68–78. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2018.11.104>
- [121] J.-F. Zhong, S.N. Sedeh, Y.P. Lv, B. Arzani and D. Toghraie, Investigation of Ferro-nanofluid flow within a porous ribbed microchannel heat sink using single-phase and two-phase approaches in the presence of constant magnetic field. *Powder Technology*, 2021; 387: 251–260. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.04.033>
- [122] S. K. Chinige, M. Satheshkumar, G. Martin and P. Arvind, Numerical investigations on convective heat transfer enhancement in jet impingement due to the presence of porous media using Cascaded Lattice Boltzmann method. *International Journal of Thermal Sciences*, 2017; 122: 201–217. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.08.020>
- [123] B. Buonomo, O. Manca, S. Nappo and S. Nardini, Numerical investigation on laminar slot-jet impinging on a surface at uniform heat flux in a channel partially filled with a porous medium. *Energy Procedia*, 2018; 148: 790–797. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.131>
- [124] M. S. Astanina, M. M. Rashidi, M. A. Sheremet and G. Lorenzini, Cooling System with Porous Finned Heat Sink for Heat Generating Element. *Transport in Porous Media*, 2020; 133: 459–478. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11242-020-01433-w>
- [125] S. D. Farahani, A. D. Farahani and E. Hajian, Effect of PCM and porous media/nanofluid on the thermal efficiency of microchannel heat sinks. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021; 127: 105546. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105546>
- [126] M. S. Lori and K. Vafai, Heat transfer and fluid flow analysis of microchannel heat sinks with periodic vertical porous ribs. *Applied Thermal Engineering*, 2022; 205: 118059. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118059>
- [127] P. Samudre and S.V. Kailas, Thermal performance enhancement in open-pore metal foam and foam-fin heat sinks for electronics cooling. *Applied Thermal Engineering*, 2022; 205: 117885. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117885>
- [128] J. Wang, Y.P. Xu, R. Qahiti, M. Jafaryar, M. A. Alazwari, N. H. Abu-Hamdeh, A. Issakhov and M. M. Selim, Simulation of hybrid nanofluid flow within a microchannel heat sink

- considering porous media analyzing CPU stability. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2022; 208: 109734. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2021.109734>
- [129] Y. Li, X. Chen, Y. Wu, Y. Lu, R. Zhi, X. Wang and C. Ma, Experimental study on the effect of SiO₂ nanoparticle dispersion on the thermophysical properties of binary nitrate molten salt. *Solar Energy*, 2019; 183: 776–781. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.03.036>
- [130] H. Chen, X. Chen, Y. Wu, Y. Lu, X. Wang and C. Ma, Experimental study on forced convection heat transfer of KNO₃–Ca (NO₃)₂ + SiO₂ molten salt nanofluid in circular tube. *Solar Energy*, 2020; 206: 900–906. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.06.061>
- [131] U. Nithiyantham, Z. A. Y. Grosu, L. Gonzalez-Fernandez, A. Anagnostopoulos, M.E. Navarro, Y. Ding, J.M. Igartua and A. Faik, Effect of silica nanoparticle size on the stability and thermophysical properties of molten salts based nanofluids for thermal energy storage applications at concentrated solar power plants. *Journal of Energy Storage*, 2022; 51: 104276. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104276>
- [132] L. Cui, Q. Yu, G. Wei and X. Du, Mechanisms for thermal conduction in molten salt-based nanofluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2022; 188: 122648. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122648>
- [133] S.W. Wang, C. Zhou, C.X. Cai, H.H. Zhu, N.X. Wang and Y. Zou, Experimental research on convective heat transfer characteristics of molten salt in a pebble bed channel with internal heat source. *Nuclear Engineering and Design*, 2022; 387: 111619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2021.111619>
- [134] E. Bellos, C. Tzivanidis and D. Tsimpoukis, Thermal, hydraulic and exergetic evaluation of a parabolic trough collector operating with thermal oil and molten salt based nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 2018; 156: 388–402. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.051>
- [135] H. Zhang, K. Wang, W. Yu, L. Wang and H. Xie, Ternary molten salt energy storage coupled with graphene oxide-TiN nanofluids for direct absorption solar collector. *Energy & Buildings*, 2021; 253: 111481. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111481>
- [136] X. Chen, Y. Wu, L. Zhang, X. Wang and C. Ma, Experimental study on thermophysical properties of molten salt nanofluids prepared by high-temperature melting. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2019; 191: 209–217. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2018.11.003>

- [137] B El Far, S.M. M. Rizvi, Y. Nayfeh and D. Shin, Study of viscosity and heat capacity characteristics of molten salt nanofluids for thermal energy storage. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2020; 210: 110503. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2020.110503>
- [138] A. Kaood, M. Abubakr, O. Al-Oran and M. A. Hassan, Performance analysis and particle swarm optimization of molten salt-based nanofluids in parabolic trough concentrators. *Renewable Energy*, 2021; 177: 1045-1062. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.06.049>
- [139] C. Zhang, S. Han, Y. Wu, C. Zhang and H. Guo, Investigation on convection heat transfer performance of quaternary mixed molten salt based nanofluids in smooth tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 2021; 177: 107534. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107534>
- [140] G. Qiao, M. Lasfargues, A. Alexiadis and Y. Ding, Simulation and experimental study of the specific heat capacity of molten salt based nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, 2017; 111: 1517–1522. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.159>
- [141] U. Nithiyantham, L. González-Fernández, Y. Grosu, A. Zaki, J. M. Igartua and A. Faik, Shape effect of Al₂O₃ nanoparticles on the thermophysical properties and viscosity of molten salt nanofluids for TES application at CSP plants. *Applied Thermal Engineering*, 2020; 169: 114942. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114942>
- [142] Z. Ying, B. He, L. Su, Y. Kuang, D. He and C. Lin, Convective heat transfer of molten salt-based nanofluid in a receiver tube with non-uniform heat flux. *Applied Thermal Engineering*, 2020; 181: 115922. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115922>
- [143] Y. Ueki, N. Fujita, M. Kawai and M. Shibahara, Molten salt thermal conductivity enhancement by mixing nanoparticles. *Fusion Engineering and Design*, 2018; 136: 1295–1299. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2018.04.121>
- [144] Q. Xie, Q. Zhu and Y. Li, Thermal Storage Properties of Molten Nitrate Salt-Based Nanofluids with Graphene Nanoplatelets. *Nanoscale Research Letters*, 2016; 11: 306. DOI: <https://doi.org/10.1186/s11671-016-1519-1>
- [145] M. Chieruzzi, G. F. Cerritelli, A. Miliozzi and J.M. Kenny, Effect of nanoparticles on heat capacity of nanofluids based on molten salts as PCM for thermal energy storage. *Nanoscale Research Letters*, 2013; 8(1): 448. DOI: <https://doi.org/10.1186/1556-276X-8-448>
- [146] M.C. Lu and C.H. Huang, Specific heat capacity of molten salt-based alumina nanofluid. *Nanoscale Research Letters*, 2013; 8(1): 292. DOI: <https://doi.org/10.1186/1556-276X-8-292>

- [147] N. Abed, I. Afgan, A. Cioncolini, H. Iacovides, A. Nasser and T. Mekhail, Thermal performance evaluation of various nanofluids with non-uniform heating for parabolic trough collectors. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2020; 22: 100769. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100769>
- [148] E. Bellos, C. Tzivanidis and Z. Said, A systematic parametric thermal analysis of nanofluid-based parabolic trough solar collectors. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2020; 39: 100714. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100714>
- [149] Y. Hu, Z. Zhang, H. Gao and Y. He, Forced convective heat transfer of solar salt-based Al₂O₃ nanofluids using lattice Boltzmann method. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018; 8: 2–9. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.07.013>
- [150] A. Kasaiean, M. Sameti, R. Daneshazarian, Z. Noori, A. Adamian and T. Ming, Heat transfer network for parabolic trough collector as a heat collecting element by using of nanofluid. *Renewable Energy*, 2018; 123: 439–449. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.02.062>
- [151] M.A. Rehan, M. Ali, N.A. Sheikh, M.S. Khalil, G.Q. Chaudhary, R. Tanzeel ur and M. Shehryar, Experimental performance analysis of low concentration ratio solar parabolic trough collectors with nanofluids in winter conditions. *Renewable Energy*, 2017; 118: 742–751. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.11.062>
- [152] E. Bellos, C. Tzivanidis and D. Tsimpoukis, Enhancing the performance of parabolic trough collectors using nanofluids and turbulators. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018; 91: 358–375. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.091>
- [153] H.A. Mohammed, H.B. Vuthaluru and S. Liu, Heat transfer augmentation of parabolic trough solar collector receiver's tube using hybrid nanofluids and conical turbulators. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 2021; 125: 215–242. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jtice.2021.06.032>
- [154] H.A. Mohammed, H.B. Vuthaluru and S. Liu, Thermohydraulic and thermodynamics performance of hybrid nanofluids based parabolic trough solar collector equipped with wavy promoters. *Renewable Energy*, 2022; 182: 401–426. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.09.096>
- [155] E. Bellos, Z. Said and C. Tzivanidis, The use of nanofluids in solar concentrating technologies: a comprehensive review. *Journal of Cleaner Production*, 2018; 196: 84–99. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.06.048>

- [156] S. Tayyab Raza and A. Hafiz Muhammad, Applications of hybrid nanofluids in solar energy, practical limitations and challenges: A critical review. *Solar Energy*, 2019; 183: 173–203. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.03.012>
- [157] H.A. Aljaerani, M. Samykano, R. Saidur, A.K. Pandey and K. Kadirgama, Nanoparticles as molten salts thermophysical properties enhancer for concentrated solar power: A critical review. *Journal of Energy Storage*, 2021; 44: 103280. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.103280>
- [158] E.A.C. Panduro, F. Finotti, G. Largiller and K.Y. Lervåg, A review of the use of nanofluids as heat-transfer fluids in parabolic-trough collectors. *Applied Thermal Engineering*, 2022; 211: 118346. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118346>
- [159] Z.A. Nawsud, A. Altouni, H.S. Akhijahani and H. Kargarsharifabad, A comprehensive review on the use of nano-fluids and nano-PCM in parabolic trough solar collectors (PTC). *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2022; 51: 101889. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101889>
- [160] B.C. Pak and Y.I. Cho, Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles. *Experimental Heat Transfer*, 1998; 11(2):151–70. DOI: <https://doi.org/10.1080/08916159808946559>
- [161] Y. Xuan and W. Roetzel, Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000; 43(19): 3701–7. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00369-5](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00369-5)
- [162] W.H. Azmi, K.V. Sharma, R. Mamat, G. Najafi and M.S. Mohamad, The enhancement of effective thermal conductivity and effective dynamic viscosity of nanofluids – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2016; 53: 1046–1058. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.081>
- [163] M. Corcione, Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 2011; 52(1): 789–93. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.072>
- [164] C.H. Chon, K.D. Kihm, S.P. Lee and S.U.S. Choi, Empirical correlation finding the role of temperature and particle size for nanofluid (Al₂O₃) thermal conductivity enhancement. *Applied Physics Letters*, 2005; 87: 1531071. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.2093936>

- [165] Y.Li, J. Zhou, S. Tung, E. Schneider and S. Xi, A review on development of nanofluid preparation and characterization. *Powder Technology*, 2009; 196: 89–101. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2009.07.025>
- [166] I.M. Mahbubul and M.A. Amalina, Latest developments on the viscosity of nanofluids, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012; 55(4): 874–885. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.10.021>
- [167] A. Einstein, Eine neue Bestimmung der Moleküldimensionen. *Annalen der Physik*, 1906; 324:289–306. DOI: <https://doi.org/10.1002/andp.19063240204>
- [168] H.C. Brinkman, The viscosity of concentrated suspensions and solutions. *The Journal of Chemical Physics*, 1952; 20: 571–81. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1700493>
- [169] S.E.B. Maïga, C.T. Nguyen, N. Galanis and G. Roy, Heat transfer behaviours of nanofluids in a uniformly heated tube. *Superlattices and Microstructures*, 2004; 35(3-6): 543–557. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.spmi.2003.09.012>
- [170] G.K. Batchelor, Effect of Brownian-motion on bulk stress in a suspension of spherical-particles. *Journal of Fluid Mechanics*, 1977; 83(1): 97–117. DOI: <https://doi.org/10.1017/S0022112077001062>
- [171] V.Y. Rudyak, A.A. Belkin, E.A. Tomilina and V.V. Egorov, Nanoparticle friction force and effective viscosity of nano suspensions. *Defect and Diffusion Forum*, 2008; 273-276: 566–571. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/DDF.273-276.566>
- [172] V.T. Elena, L.R. Jules and S. Dileep, Particle shape effects on thermophysical properties of alumina nanofluids. *Journal of Applied Physics*, 2009; 106: 014304. DOI: <https://doi.org/10.1063/1.3155999>
- [173] R.L. Hamilton and O.K. Crosser, Thermal conductivity of heterogeneous two-component systems. *Journal of Industrial and Engineering Chemistry*, 1962; 1: 187–191. DOI: <https://doi.org/10.1021/i160003a005>
- [174] M.Sahu and J.Sarkar, Steady state energetic and exergetic performances of single phase natural circulation loop with hybrid nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, 2019; 141(8): 082401. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4043819>
- [175] R.S. Rashmi, Thermo-hydraulic characteristics of radiator with various shape nanoparticle-based ternary hybrid nanofluid. *Powder Technology*, 2020; 370(15): 19–28. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2020.05.013>

- [176] V. Kumar and J. Sarkar, Two-phase numerical simulation of hybrid nanofluid heat transfer in minichannel heat sink and experimental validation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2018; 91: 239–247. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.12.019>
- [177] A. M. Rashad, A. J. Chamkha, M. A. Ismael and T. Salah.. Magneto hydrodynamics natural convection in a triangular cavity filled with a Cu-Al₂O₃/water hybrid nanofluid with localised heating from below and internal heat generation. *Journal of Heat Transfer*, 2018; 140(7): 072502. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4039213>
- [178] R. Davarnejad and M. Jamshidzadeh, CFD modeling of heat transfer performance of MgO–water nanofluid under turbulent flow. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2015; 18(4): 536–542. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2015.03.011>
- [179] W. Duangthongsuk and S. Wongwises, An experimental study on the heat transfer performance and pressure drop of TiO₂-water nanofluids flowing under a turbulent flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010; 53(1-3): 334–344. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.024>
- [180] E.B. Ögüt, Natural convection of water-based nanofluids in an inclined enclosure with a heat source, 2009; 48(11): 2063–2073. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.03.014>
- [181] R. Serrano-López, J. Fradera and S. Cuesta-López, Molten salts database for energy applications. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 2013; 73: 87–102. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cep.2013.07.008>
- [182] Y. Krishna, M. Faizal, R. Saidur, K.C. Ng and N. Aslfattahi, State-of-the-art heat transfer fluids for parabolic trough collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020; 152: 119541. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119541>
- [183] A. Bejan, Second law analysis in heat transfer. *Energy*, 1980; 5(8-9): 720–732. DOI: [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(80\)90091-2](https://doi.org/10.1016/0360-5442(80)90091-2)
- [184] H. Herwig, The role of entropy generation in momentum and heat transfer. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012; 134 (3): 031003–1. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4005128>
- [185] A. Bejan, 1996. Entropy generation minimization, CRC Press, Boca Raton.
- [186] A. Bejan, Entropy Generation through heat and fluid flow. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 1983; 50(2): 475. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3167072>

- [187] Z. Shah, M. Sheikholeslami and P. Kumam. Simulation of entropy optimization and thermal behavior of nanofluid through the porous media. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021; 120: 105039. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.105039>
- [188] M. Arnab, R. Swetapadma and K.B. Ashok, Heat transfer and entropy generation analysis of a protruded surface in presence of a cross-flow jet using Al₂O₃-water nanofluid, *Thermal Science and Engineering Progress*, 2018; 5: 327–338. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.01.001>
- [189] W.Li,Z. Xie,K. Xi,S. Xia and Y. Ge, Constructal optimization of rectangular microchannel heat sink with porous medium for entropy generation minimization. *Entropy*, 2021; 23(11): 1528. DOI: <https://doi.org/10.3390/e23111528>
- [190] D. Bhowmick, P.R. Randive and S. Pat, Implication of corrugation profile on thermo-hydraulic characteristics of Cu-water nanofluid flow through partially filled porous channel. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021; 125: 105329. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105329>
- [191] Zhai, Y., P. Yao, X. Shen and H. Wang, Thermodynamic evaluation and particle migration of hybrid nanofluids flowing through a complex microchannel with porous fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2022; 135: 106118. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.106118>
- [192] E. Yousefi, H.R. Nazif, H.N. Khaboshan and A. Azarinia, Non-uniform magnetic field effect on forced convection heat transfer of flattened tubes using two-phase mixture model. *Heat Transfer Engineering*, 2021; 42(12): 1041–1058. DOI: <https://doi.org/10.1080/01457632.2020.1766251>
- [193] V. Kumar and J. Sarkar, Two-phase numerical simulation of hybrid nanofluid heat transfer in minichannel heat sink and experimental validation, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2018; 91: 239–247. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.12.019>
- [194] H. Soltanipour and F. Pourfattah, Simultaneous use of non-uniform magnetic field and porous medium for the intensification of convection heat transfer of a magnetic nanofluid inside a tube. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2021; 43: 459. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40430-021-03174-3>

- [195] M. Manninen, V. Taivassalo and S. Kallio, On the mixture model for multiphase flow, Technical Research Center of Finland, 1996, VTT Publications 288.
- [196] L. Schiller and A. Naumann, A drag coefficient correlation, *Z. Ver. Dtsch. Ing.* 77 (1935) 318–320.
- [197] Ansys Inc. Fluent User Guide and Fluent Theory Guide, version 14.5, 2014.
- [198] J.O. Hinze, *Turbulence*, 2nd ed. Columbus, OH: McGraw-Hill, 1975.
- [199] F.R. Mentor, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 1994; 32(8): 1598–1605. DOI: <https://doi.org/10.2514/3.12149>
- [200] M. David, A. Toutant and F. Bataille, Direct simulations and subgrid modeling of turbulent channel flows asymmetrically heated from both walls. *Physics of Fluids*, 2021; 33: 085111. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0058499>
- [201] L.B. ZHANG, a second-order upwinding finite difference scheme for the steady navier-stokes equations in primitive variables in a driven cavity with a multigrid solver. *Mathematical Modelling and Numerical Analysis - Modélisation Mathématique et Analyse Numérique* 1990; 24(1): 133–150. DOI: <https://doi.org/10.1051/m2an/1990240101331>
- [202] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, DC, 1980
- [203] D. Rundström and B. Moshfegh, Large-eddy simulation of an impinging jet in a cross-flow on a heated wall-mounted cube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009; 52(3-4): 921–931. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.03.035>
- [204] B.Y. Lafouraki, A. Ramiar and L.A. Ranjbar, Numerical simulation of two phase turbulent flow of nanofluids in confined slot impinging jet. *Flow Turbulence Combust*, 97; 2016: 571–589. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10494-016-9705-x>
- [205] A. Behzadmehr, M. Saffar-Avval and N. Galanis, Prediction of turbulent forced convection of a nanofluid in a tube with uniform heat flux using a two phase approach. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2007; 28(2): 211–219. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2006.04.006>
- [206] Z.Y. Ghale, M. Haghshenasfard and M.N. Esfahany, Investigation of nanofluids heat transfer in a ribbed microchannel heat sink using single-phase and multiphase CFD models. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2015; 68: 122–129. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.08.012>

- [207] B.P. Leonard, A stable and accurate convective modelling procedure based on quadratic upstream interpolation. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1979; 19(1): 59–98. DOI: [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(79\)90034-3](https://doi.org/10.1016/0045-7825(79)90034-3)
- [208] A. Miles and R. Bessaih, Heat transfer and entropy generation analysis of three-dimensional nanofluids flow in a cylindrical annulus filled with porous media. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021; 124: 105240. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105240>
- [209] A.M. Teamah, M.A. Hassab and W.M. El-Maghlany, Influence of nano-particles addition on hydrodynamics and heat transfer in laminar flow entrance region inside tube. *Alexandria Engineering Journal*, 2018; 57(4): 4091–4102. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2018.08.002>
- [210] S. Anitha, T. Thomas, V. Parthiban and M. Pichumania, what dominates heat transfer performance of hybrid nanofluid in single pass shell and tube heat exchanger? *Advanced Powder Technology*, 2019; 30(12): 3107–3117. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apt.2019.09.018>
- [211] O. Manca, D. Ricci, S. Nardini and G.D. Lorenzo, Thermal and fluid dynamic behaviors of confined laminar impinging slot jets with nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2016; 70: 15–26. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.11.010>
- [212] D. Hee, H. Jin and P. Ligrani, Milliscale confined impinging slot jets: laminar heat transfer characteristics for an isothermal flat plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55(9-10): 2249–2260. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.01.041>
- [213] B.Y. Lafouraki A, Ramiar and L.A. Ranjbar, Numerical investigation of laminar forced convection and entropy generation of nanofluid in a confined impinging slot jet using two-phase mixture model. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering volume*, 2019; 43: 165–179. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40997-018-0147-z>
- [214] Q. Li, Y. Xuan and F. Yu, Experimental investigation of submerged single jet impingement using Cu-water nanofluid, *Applied Thermal Engineering*, 2012; 36: 426–433. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.10.059>
- [215] B. Boudraa and Rachid Bessaïh, Three-dimensional analysis of heat transfer and entropy production of jet impingement hybrid nanofluid cooling a porous media filled heat sink, *Energy*

Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, 2022; 44(3): 6035–6062.
DOI: <https://doi.org/10.1080/15567036.2022.2095460>

- [216] M. Siavashi, H. Rasam and A. Izadi, Similarity solution of air and nanofluid impingement cooling of a cylindrical porous heat sink. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2019; 135: 1399–415. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10973-018-7540-0>
- [217] B. Sun and H. Liu, Flow and heat transfer characteristics of nanofluids in a liquid-cooled CPU heat radiator. *Applied Thermal Engineering*, 2017; 115: 435–443. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.108>
- [218] V.V. Calmidi and R.L. Mahajan, Forced convection in high porosity metal foams. *Journal of Heat and Mass Transfer* 2000; 122 (3): 557–565. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1287793>
- [219] B.E. Launder and D.B. Spalding, *Lectures in mathematical models of turbulence*. Academic Press, London, U.K. 1972.
- [220] P.E. Angeli, U. Bieder and G. Fauchet, Overview of the TrioCFD code: main features, V&V procedures and typical applications to engineering. 16th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, NURETH-16, Chicago, USA (2015).
- [221] R.D. Moser, J. Kim and N.N. Mansour, Direct numerical simulation of turbulent channel flow up to $Re_\tau = 590$. *Journal of Fluid Mechanics*, 1999; 11: 943–945. DOI: <https://doi.org/10.1017/jfm.2015.268>
- [222] D. Jo , O.S. Al-yahia , R.M. Altamimi, J. Park, and H. Chae, Experimental investigation of convective heat transfer in a narrow rectangular channel for upward and downward flows, *Nuclear Engineering and Technology*, 2014; 46(2): 195–206. DOI: <https://doi.org/10.5516/NET.02.2013.057>
- [223] F.W. Dittus and L.M.K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1985; 12: 3–22. DOI: [https://doi.org/10.1016/0735-1933\(85\)90003-X](https://doi.org/10.1016/0735-1933(85)90003-X)
- [224] A. Bejan, *Heat Transfer*, John Wiley & Sons, New York, NY, USA, 1993.
- [225] V. Gnielinski, Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. *Forschung im Ingenieurwesen A*, 1975; 41(1): 8–16. DOI: <https://doi.org/10.1007/BF02559682>

- [226] C. F. Colebrook, Colebrook on turbulent, Turbulent Flow in Pipes, with particular reference to the Transition Region between the Smooth and Rough Pipe Laws. *Journal of the Institution of Civil Engineers*, 1939; 11: 133–156. DOI: <http://dx.doi.org/10.1680/ijoti.1939.13150>
- [227] Y. Xuan and Q. Li, Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003; 125(1): 151–155. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1532008>
- [228] W. Duangthongsuk and S. Wongwises, An experimental study on the heat transfer performance and pressure drop of TiO₂-water nanofluids flowing under a turbulent flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010; 53(1-3): 334–344. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.024>
- [229] R.S. Vajjha, D.K. Das and D.R. Ray, Development of new correlations for the Nusselt number and the friction factor under turbulent flow of nanofluids in flat tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015; 80: 353–367. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.018>
- [230] M. Hemmat Esfe, A. A. Abbasian Arani and M. Rezaee, Experimental thermal analysis of a turbulent nano enriched water flow in a circular tube. *Physica A: Statistical Mechanics and Its Applications*, 2021; 580: 124010. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.physa.2019.124010>
- [231] S. Osman, M. Sharifpur and J. P. Meyer, Experimental investigation of convection heat transfer in the transition flow regime of aluminium oxide-water nanofluids in a rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019; 133: 895–902. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.169>
- [232] M.M. Heyhat, F. Kowsary, A.M. Rashidi, S. Alem Varzane Esfehiani and A. Amrollahi, Experimental investigation of turbulent flow and convective heat transfer characteristics of alumina water nanofluids in fully developed flow regime. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2012; 39(8): 1272–1278. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.06.024>
-