

-الخلاصة-

اجريت دراسة عملية لاستقصاء عملية انتقال الحرارة بالحمل الحر من اربع نماذج لأنابيب المبادل حراري لمدى من زوايا الميلان للتنبؤ بتأثير (تأثيرز عتفة الأنبوب، تثقيب الزعانف، عدد هذه الثقوب في زعانف لنبوب مبادل حراري مغمور داخل وعاء مغلف ومع تغيير زوايا الميل)، واخيرا تم تطبيق نظرية على الموديل الأول فقط المتمثل بالمبادل حراري (أنبوب املس) .

تضمنت الدراسة العملية تصنيع اربع نماذج من أنابيب المبادلات الحرارية المزعفة بزعانف متوسطة. الأنبوب مصنوع من مادة البراص بطول (ملم 126.15) القطر الخارجي (ملم 25) والداخلي (ملم 22) وللزعانف القطر الداخلي (25 ملم) والقطر الخارجي (37 ملم). النماذج الاربعة هي: النموذج الاول (أنبوب املس) ، النموذج الثاني (أنبوب مزعنف) ، النموذج الثالث (أنبوب مزعنف بزعانف متقبة بتقبين) و النموذج الرابع (أنبوب مزعنف بزعانف متقبة باربعة تقوب) متساوية الاضلاع بطول ضلع (3 ملم) المبادل مغمور داخل وعاء مغلف ذي نسبة مظهر (نسبة العرض الى العمق) (9.3:1) مائل عن الأفق بزوايا ($0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$) لكل نموذج. ثلاث مجموعات من التجارب تتمثل المجموعة الاولى بمغلف معزول حراريا من جميع الجهات بوجود تصريف وفي هذه المجموعة اجريت تجارب لحالة ماء المغلف بدرجة حرارة ثابتة وحالة ماء المغلف بتراسف حراري ابتدائي ، اما المجموعة الثانية فكانت بمغلف معزول حراريا من جميع الجهات ماعدا السطح العلوي اذ يتعرض الى تسخين بثبوت الفيض الحراري (شحن) وهذه المجموعة تجرى اما شحن وتصريف ، شحن وتصريف معا بوجود تراسف حراري ابتدائي، واخيرا المجموعة الثالثة تجارب شحن فقط. اجريت التجارب لقيم متغيرة من معدلات التدفق $(0.015, 0.03, 0.05) \text{ kg/s}$ وقيم متغيرة من الفيض الحراري (شحن) $(260, 480, 700, 920, 960) \text{ W/m}^2$.

تم اجراء محاكاة نظرية للنموذج الاول (أنبوب املس) بأستخدام برامجيات جاهزة نوع (Fluent 6.2)، الحل النظري يتضمن نوعين من الظروف الحدية للمغلف الذي يكون ذي درجة حرارة ثابتة (353 K) . غمر بداخل المغلف أنبوب املس بدرجة حرارة ثابتة (303 K) : الشرط الاول يكون جميع حدوده سطوح اديباتية، والثاني يتم بتسليط فيض حراري ثابت مقداره 960 W/m^2 على السطح العلوي للمغلف مع بقاء السطوح الثلاث الاخرى اديباتية، تم الحصول على توزيعات درجات حرارة والسرعة للفترة الثلاث ($0.664, 5.334, 1053$) ثانية على التوالي .

اظهرت النتائج العملية عندما يكون المغلف ذي درجة حرارة ثابتة ابتدائية (تجارب التصريف) فان درجات الحرارة للماء في الجزء العلوي والسفلي في حالة النموذج الثالث يحتاج زمن استقرار اقل مما هو عليه للنماذج الاخرى بسبب الخلط السريع للمسارات الباردة في داخل المانع الحر. اما في تجارب المغلف المتراسف حراريا ابتدائي (تجارب التصريف ايضا) يكون المغلف ذي درجة حرارة ثابتة باتجاه المحور-z مع وجود تراسف ابتدائي منخفض باتجاه المحور-y ولكن يزداد هذا التراسف مع زيادة زاوية الميل. الحصول على علاقة تجريبية لانتقال الحرارة بأستخدام العلاقة $(Nu = C Ra^{0.25})$ للزوايا ($0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$) لكل نموذج لنماذج الاربعة، ولوحظ معامل انتقال الحرارة يزداد مع زيادة زاوية الميل والوصول للقيمة العظمى عند الزاوية (45°) ، وقد تم استنتاج ان معامل انتقال الحرارة يسجل اعلى قيمة عند استخدام النموذج الثالث (أنبوب مزعنف بزعانف متقبة

نتيئين) بسبب زيادة المساحة السطحية لانتقال الحرارة, ولكن هذه القيمة تنخفض عند استخدام و النموذج الرابع (أنبوب مزعنف بزعا نف مثقبة باربع ثقوب) بسبب النقصان في المساحة السطحية لانتقال الحرارة نتيجة زيادة عدد الثقوب. وحصل توافق جيد عند مقارنة النتائج العملية للبحث الحالي مع نتائج عملية سابقة.

من خلال النتائج النظرية تم ملاحظة تشابه التصرف العام درجات حرارة داخل المغلف مع التوزيعات الموجودة في النتائج العملية للنموذج الاول (أنبوب املس) لجميع الزاويا الميل التصريف و تجارب التصريف الشحن عندما يكون المغلف ذي درجة حرارة ثابتة ابتدائية. وكذلك فان السرعة العظمى وفروق درجات حرارة تزداد مع زيادة زاوية الميل وتسلط فيض حراري ثابت مقداره (960 W/m^2).

-Abstract-

Natural convection heat transfer from four models tube heat exchanger at four angle of inclination has been investigated experimentally to predict the effect of the following (fining tubes, perforated fins, number of perforation fin tube heat exchanger immersed in an enclosure and angle of inclination) and finally numerical simulations have been applied on the same enclosure with immersed smooth tube heat exchanger.

The experimental study included manufacturing four models of tube heat exchangers type medium fin tube. The tube is made from brass 126.15 cm (length) \times 25 mm (outer diameter) \times 22 mm (inner diameter). The fins are also made from brass with dimensions 25 (inner diameter) \times 37mm (outer diameter). The four models consisted of model-1(smooth tube), model-2(fin tube), and model-3 (fin tube with two perforations) and model-4 (fin tube with four perforations). Perforation was equilateral triangular with dimension (3mm). Tube heat exchanger is immersed in thin enclosure (Aspect ratio 9.3:1). Water was used as medium for natural convection in the enclosure and heat exchanger. The experiments were done for angles of inclination (0° , 15° , 30° and 45°). Three experiments groups were done. The first group (discharge) experiments represent the enclosure with all boundaries well insulated, and the isothermal and initial stratified enclosures were done. The second group represents charging is accomplished via a constant heat flux on the upper boundary and all other boundaries are well insulated, in this case the experiments either (combined charging/discharge) with initial isothermal, or (combined charging/discharge) with initial stratified, and finally group only (charging). The experiments were done with variable discharge (0.015, 0.03, 0.05) kg/s and variable charging (260, 480, 700, 920, 960) W/m².

Numerical simulation was done on model-1 (smooth tube) using the ready package Fluent (6.2). The solution of computation field involved two conditions. The first one isothermal enclosure at 353K with all boundaries adiabatic. The second condition represented applied heat flux on the upper surface (960 W/m²) with all boundaries are adiabatic. Temperature and velocity field contours for three periods (0.664, 5.334 and 1053) seconds for angles of inclination (0° , 15° , 30° and 45°) were predicted.

The experimental results showed in the initially isothermal enclosure (discharge) experiments, the fluid temperature at top sides and bottom of the tube in (model-3) requires less time to reach steady state than the (models-1, 2 and 4) for all angles of inclination, due to the rapid mixing of cold plume

inside the warmer fluid. Initially stratified enclosure (discharge) experiments, at angle (0°) the enclosure was isothermal along the z-direction with low initial thermal stratification in the y-direction. With increases angle of inclination from horizontal to (15° , 30° and 45°), the initial thermal stratification increases. Dimensionless heat transfer coefficients are correlated by ($Nu = C Ra^{0.25}$), for the four models (1, 2, 3 and 4) of heat exchanger at angles of inclination (0° , 15° , 30° and 45°). The Nusselt number increased with inclination angles until angle of (45°) at which it has the maximum value. The Nusselt number has maximum value in case of the (model-2 and 3) [fin tube and perforated fins tube with two perforated] due to increased area of heat transfer. But with increase the numbers of perforations to four (model-4) the Nusselt number decreases due to the decreased area of heat transfer. It is found that the results of experimental work agree well with results of a prior work.

The numerical simulation shows that the behavior of the temperature distribution in the enclosure is the same for the experimental work. The maximum velocity and the maximum difference in water temperature outside the sinking cool plume increase with the angle of inclination increase. The applied constant heat flux on the top face of enclosure 960 W/m^2 leads to increase the maximum difference in water temperature outside the sinking cool plume, and increase the maximum velocity.
