

تصريح خطي

أنا الموقع أدناه أصرح بعلمي الكامل وقبولي:

1 . أن كل ما ينتج عن البحث والأطروحة هو ملكية فكرية ومالية بالتشارك مع جامعة دمشق، وأنتني ألتزم بأخذ موافقة الجامعة في حال رغبتني بنشر البحث أو الأطروحة أو جزء منها نصا أو مضمونا خارج إطار الجامعة (من دور نشر أو مكنتبات أو مواقع الكترونية وغيرها من وسائل النشر).

2 . أنه لا يوجد أي جزء من هذه الأطروحة اقتبس من عمل علمي آخر أو أنجز للحصول على شهادة أخرى في جامعة دمشق أو أية جامعة أو معهد تعليمي داخل الجمهورية العربية السورية أو خارجها.

الاسم والتوقيع:

م.علاء الخطيب

شكر واهداء

الحمد لله رب العالمين على واسع فضله وجزيل إحسانه بأن أعانني على إتمام رسالتي العلمية .

أتقدم بالشكر والتقدير الى الجهاز التدريسي والإداري في كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية بجامعة دمشق وإلى كل من أسهم في إنجاز هذا البحث.

وأخص بالشكر والامتنان لمن كان له الفضل الأكبر في إنجاز هذه الدراسة

الدكتور المهندس : نديم مخير

ودكاترتي المشرفين على البحث

الدكتور المهندس: عيسى مراد الدكتور المهندس: محمد سعيد الجراح

رئيس القسم الذي ساندني في اتمام هذا العمل:

الدكتور المهندس : أيمن خباز

إلى الشمعة التي أحرقت نفسها لكي تنير لي طريق الحياة....

إلى القلب الكبير الذي تحمل كل شيء من أجلي .

...أمي

إلى من كان حازماً "بحنانه وحنوناً" بحزمه.... إلى من علمني الصبر ورباطة الجأش ..

... أبي

إلى الذين التقوا معي وأعانوني.... إلى من كبروا معي يوماً بيوم ولحظة بلحظة.

...أخوتي

إلى الذين شاركوني الهموم

وأضافوا على حياتي ذكرى لاتنسى

ووقفوا جانبي وساندوني

أصدقائي وزملائي الاستاذ سومر إبراهيم، الأستاذ هاني إبراهيم، م.يمان صباغ، م.رشا كيال، م. لين سلهب،

م. دعاء ادريس، الأستاذ وسام داوود

فهرس المحتويات

3	فهرس المحتويات
5	فهرس الأشكال
8	فهرس الجداول
9	جدول الرموز والمصطلحات
10	المستلص
11	الآطار العام للبحث
13	الفصل الأول : مقدمة للدراسة
20	1-1 تمهيد
21	2-1 وشائع التسخين ومبدأ عملها
22	3-1 تحسين أداء وشائع التسخين غير المباشر
25	الفصل الثاني :الحساب الحراري والهيدروليكي لوشائع التسخين
25	1-2 تمهيد للدراسة
25	2-2 تعريف المبادلات الحرارية
26	3-2 تصنيف المبادلات الحرارية
26	1-3-2 تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لشكلها
27	2-3-2 تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لعملية نقل الحرارة
27	3-3-2 تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لطور وسيطي التشغيل
27	4-3-2 تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لطريقة الجريان
27	5-3-2 تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لعدد الممرات
28	4-2 اختيار المبادلات الحرارية
28	5-2 الفرضيات التصميمية لوشائع التسخين
29	6-2 اختيار وشائع التسخين
34	7-2 حساب معاملات انتقال الحرارة في وشائع التسخين
34	1-7-2 حساب معاملات انتقال الحرارة من جهة الماء
35	2-7-2 معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء
36	3-7-2 معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء للأنابيب المريشة

38	4-7-2 فعالية الريش والسطح المريش وعلاقات حساب المردود
39	5-7-2 حساب مساحة سطح التبادل الحراري لوشائع التسخين
39	6-7-2 المقاومة الحرارية لمعدن الأنبوب
40	7-7-2 معامل انتقال الحرارة الكلي
41	8-2 الحساب التصميمي لوشائع التسخين
41	1-8-2 طريقة فرق درجة الحرارة اللوغاريتمي الوسطي لتصميم وشائع التسخين
44	2-8-2 طريقة NTU- ϵ لأختيار وشائع التسخين
45	9-2 الحساب الهيدروليكي لوشائع التبريد
45	10-2 مقارنة تحليلية لعمل وشائع التسخين
46	1-10-2 تأثير تغير البارامترات على أداء وشيعة التسخين
63	الفصل الثالث: نمذجة ومحاكاة عمل وشائع التسخين
65	1-3 نمذجة مبادل حراري صفائحي باستخدام ANSYS WORKBENCH
65	1-1-3 مرحلة الشكل الهندسي
66	2-1-3 مرحلة تقسيم النموذج الى شبكة عناصر منتهية
67	3-1-3 مرحلة ضبط الإعدادات ووضع الشروط الحدية
68	4-1-3 ضبط الأعدادات العامة
69	5-1-3 مرحلة تعريف المواد المستخدمة
70	6-1-3 مرحلة ضبط الشروط الحدية
71	7-1-3 مرحلة اختيار طريقة الحل
77	2-3 دراسة شروط حدية ثانية للمبادل الصفائحي
82	3-3 نمذجة مبادل حراري مرصص باستخدام ANSYS WORKBENCH
83	4-3 الشروط الحدية الأولى للمبادل المرصص
87	5-3 الشروط الحدية الثانية للمبادل المرصص
93	الفصل الرابع : النتائج
93	1-4 نتائج الدراسة
93	2-4 التوصيات
94	3-4 الجدوى الاقتصادية
95	المراجع.

فهرس الأشكال

- الشكل 1.....المبادلات الحرارية بريش مستوية وريش مرصصة موزعة باستمرار وبالتناوب 11
- الشكل 2..... المبادلات الحرارية ذات الزعانف المموجة corrugated، والزعانف من نوع louvered 12
- الشكل 3.....المبادل الحراري من نوع Flat fin ونوع Slotted fin 14
- الشكل 4.....التدرج الحراري لمقطع عرضي من الريشة المرصصة 15
- الشكل 5.....الريشة المرصصة من نوع x-type ونوع arc-type 16
- الشكل 6..... سطح الزعنفة المرصصة من نوع BUTTERFLY 17
- الشكل 1-1.....عناصر وحدة معالجة الهواء AHU 20
- الشكل 1-2..... اشكال الوشائع المستخدمة في وحدات معالجة الهواء 22
- الشكل 1-3.....بعض أشكال الريش 24
- الشكل 1-2..... الأشكال المختلفة للمبادلات الحرارية 26
- الشكل 2-2..... تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لطريقة الجريان 27
- الشكل 2-3..... وحدة معالجة الهواء AHU في مشفى التوليد الجامعي 30
- الشكل 2-4..... المبادل الحراري ومروحة السحب في وحدة معالجة الهواء AHU 31
- الشكل 2-5..... الفلاتر في وحدة معالجة الهواء AHU 32
- الشكل 2-6..... المرجل الحراري 33
- الشكل 2-7..... توضع الأنابيب بحالة التوزع الشطرنجي والكريدوري 35
- الشكل 2-8..... أشكال الريش 37
- الشكل 2-9..... المخطط الانسيابي للعمل على برنامج EES 47
- الشكل 2-10..... أبعاد وشيعة التسخين التقليدية 48
- الشكل 2-11..... مقارنة معامل انتقال الحرارة للهواء لوشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء 49
- الشكل 2-12..... مقارنة معامل انتقال الحرارة للماء لوشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء 50
- الشكل 2-13..... مقارنة درجة حرارة خروج الماء من وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء 51
- الشكل 2-14..... مقارنة درجة حرارة خروج الهواء من وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء 52
- الشكل 2-15..... مقارنة حمل وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء 53
- الشكل 2-16..... مقارنة فعالية وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء 54
- الشكل 2-17..... مقارنة درجة حرارة خروج الهواء مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الماء 56

الشكل 2-18..... مقارنة درجة حرارة خروج الماء مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الماء

57

الشكل 2-19..... مقارنة حمل وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الماء 58

الشكل 2-20..... مقارنة فعالية وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الماء 59

الشكل 2-21... مقارنة درجة حرارة خروج الهواء مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الهواء

60

الشكل 2-22... مقارنة حمل وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الهواء 61

الشكل 2-23... مقارنة فعالية وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الهواء 62

الشكل 3-1 المخطط الانسيابي للعمل على برنامج ANSYS 64

الشكل 3-2... نموذج المبادل الصفائحي في برنامج Design Modeler 65

الشكل 3-3... شبكة العناصر المنتهية 66

الشكل 3-4... مرحلة ضبط الاعدادات 67

الشكل 3-5... مرحلة تفعيل المبادلات اللازمة لحل النموذج المقترح 68

الشكل 3-6... تعريف المواد المستخدمة 69

الشكل 3-7... الشروط الحدية 70

الشكل 3-8... اختيار طريقة الحل 71

الشكل 3-9... درجة حرارة دخول وخروج الهواء للشروط الحدية الأولى 72

الشكل 3-10... درجة حرارة دخول وخروج الماء للشروط الحدية الأولى 73

الشكل 3-11... توزيع درجة الحرارة على المبادل للشروط الحدية الأولى 74

الشكل 3-12... خطوط السرعة للشروط الحدية الأولى 75

الشكل 3-13... درجة حرارة خروج الهواء للشروط الحدية الأولى 76

الشكل 3-14... درجة حرارة دخول وخروج الهواء للشروط الحدية الثانية 77

الشكل 3-15... درجة حرارة دخول وخروج الماء للشروط الحدية الثانية 78

الشكل 3-16... توزيع درجة الحرارة على المبادل للشروط الحدية الثانية 79

الشكل 3-17... خطوط السرعة للشروط الحدية الثانية 80

الشكل 3-18... درجة حرارة خروج الهواء للشروط الحدية الثانية 81

الشكل 3-19... المبادل الحراري المرصص في برنامج SOLIDWORKS 82

الشكل 3-20... درجة حرارة دخول وخروج الهواء للمبادل المرصص للشروط الحدية الأولى 83

الشكل 3-21... درجة حرارة دخول وخروج الماء للمبادل المرصص للشروط الحدية الأولى 84

الشكل 3-22... خطوط السرعة للمبادل المرصص للشروط الحدية الأولى 85

الشكل 3-23... درجة حرارة خروج الهواء للمبادل المرصص للشروط الحدية الأولى 86

- الشكل 3-24... درجة حرارة دخول وخروج الهواء للمبادل المرصص للشروط الحدية الثانية 87
- الشكل 3-25...توزع درجة الحرارة على سطح المبادل المرصص للشروط الحدية الثانية 88
- الشكل 3-26... درجة حرارة خروج الهواء للمبادل المرصص للشروط الحدية الثانية 89
- الشكل 3-27... درجة حرارة خروج الماء للمبادل المرصص للشروط الحدية الثانية 90
- الشكل 3-28...خطوط السرعة للمبادل المرصص للشروط الحدية الثانية 91
- الشكل 3-29... درجة حرارة خروج الهواء للمبادل المرصص للشروط الحدية الثانية 92

فهرس الجداول

الجدول (1-2) علاقة عدد نوسلت من جهة الهواء على سطح الأنابيب 36

الجدول (2-2) معامل تصحيح عدد الصفوف 36

الجدول (3-2) علاقات الموصلية الحرارية وكمية الحرارة المنتقلة من الريش 38

الجدول (4-2) علاقات حساب معامل الاحتكاك 45

الجدول (5-2) الشروط الابتدائية للحل 46

الجدول (6-2) الأبعاد التصميمية للمبادل الحراري 46

جدول الرموز والمصطلحات

الرمز	التسمية	الواحدة	الرمز	التسمية	الواحدة
A	مساحة	m ²	Pr	عدد براندل	-
C _p	الحرارة النوعية عند ضغط ثابت	Kj/kg.k	Re	عدد رينولدز	-
H	ارتفاع المبادل الحراري	m	Rh	الرطوبة النسبية	-
L	طول المبادل الحراري	m	ST	الخطوة العرضية	mm
D	عرض المبادل الحراري	m	SD	الخطوة القطرية	mm
H	معامل انتقال الحرارة بالحمل	Kw/m ² .k	SL	الخطوة الطولية	mm
K	الموصلية الحرارية	Kw/m.k	T	درجة الحرارة	C
m'	معدل التدفق الكتلي	Kg/s	U	معامل انتقال الحرارة الكلي	Kw/m ² .k
NTU	عدد الوحدات الحرارية	-	V'	معدل تدفق حجمي	m ³ /s
N _{row}	عدد الصفوف	-	V	سرعة	m/s
N _{col}	عدد الأعمدة	-	V _{face}	سرعة دخول الهواء الوجهية	m/s
N _f	عدد الصفائح	-	ΔTlms	فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي الوسطي	K
N _t	عدد الأنابيب	-	Q	الحمل الحراري	kw
N _s	عدد الكتل المرصصة	-	f _i	معامل الاحتكاك	-
S _l	طول الكتلة المرصصة	mm	f _t	سماعة الصفيحة	mm
S _w	عرض الكتلة المرصصة	mm	f _s	البعد بين صفيحتين	mm
S _t	سماعة الكتلة المرصصة	mm	NU	عدد نوسلت	-
J	معامل كولبورن	-			

المستخلص

خلفية البحث:

جرى في هذا البحث دراسة وشائع التسخين ذات الريش المرصصة والملساء في المبادلات الحرارية وقمنا بإجراء مقارنة بين فعالية كل منهما وبيان تأثيرهما على الأداء الإجمالي للمبادل وذلك اعتماداً على برامج التصميم والمحاكاة اللازمة.

هدف البحث:

دراسة فعالية استخدام الزعانف المرصصة طريقة لزيادة اضطراب الجريان، وتأثير ذلك على معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء وعلى أداء وشائع التسخين عامة.

مواد البحث وطرائقه:

أجريت دراسة نظرية باستخدام برنامج حل المعادلات الهندسية EES، وتحصيل عدد من النتائج، ووضحت النتائج وقورن أداء كل مبادل عبر المخططات البيانية. أجريت دراسة تجريبية باستخدام برنامج النمذجة والمحاكاة ANSYS، ورسم النماذج المطلوبة وأظهر النتائج ومطابقتها مع الحل النظري.

النتائج:

- من خلال دراسة المبادلين على برنامج المحاكاة ANSYS تبين ان المبادل ذا الريش المرصصة اعطى زيادة في درجة حرارة خروج الهواء بمعدل 4% مقارنة بالمبادل ذي الريش المستوية وبالتالي فعالية ومردوداً للمبادل أعلى وبالتالي تقليل الكلفة الاستثمارية والتأسيسية للمشروع.

الاستنتاجات :

من اجل تحقيق درجة حرارة مثالية للهواء الداخل الى المكان المراد تكييفه يجب ان نأخذ بالحسبان النقاط التالية :

- 1- زيادة تدفق الماء
- 2- زيادة درجة حرارة دخول الهواء
- 3- زيادة درجة حرارة دخول الماء
- 4- تقليل تدفق الهواء

الكلمات المفتاحية:

وشبعة تسخين، وحدة معالجة الهواء، الأنبوب المزعنف، الزعانف المرصصة

الإطار العام للبحث

مقدمة:

تستخدم المبادلات الحرارية ذات الأنابيب المريشة على نطاق واسع في التطبيقات الهندسية مثل الصناعات الكيميائية والبتروكيماوية والتكييف

إن تحسين أداء انتقال الحرارة للمبادلات الحرارية ذات الأنابيب المريشة يسهم في توفير استهلاك الطاقة ويقلل التكاليف الاستثمارية.

الدراسات المرجعية :

1- الدراسة المرجعية الأولى:

[1] Y.Q. Kong, L.J. Yang, Air-side flow and heat transfer characteristics of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches, International Journal of Heat and Mass Transfer 357–371(2020)

في هذا البحث تجري دراسة عديدة على نوعين

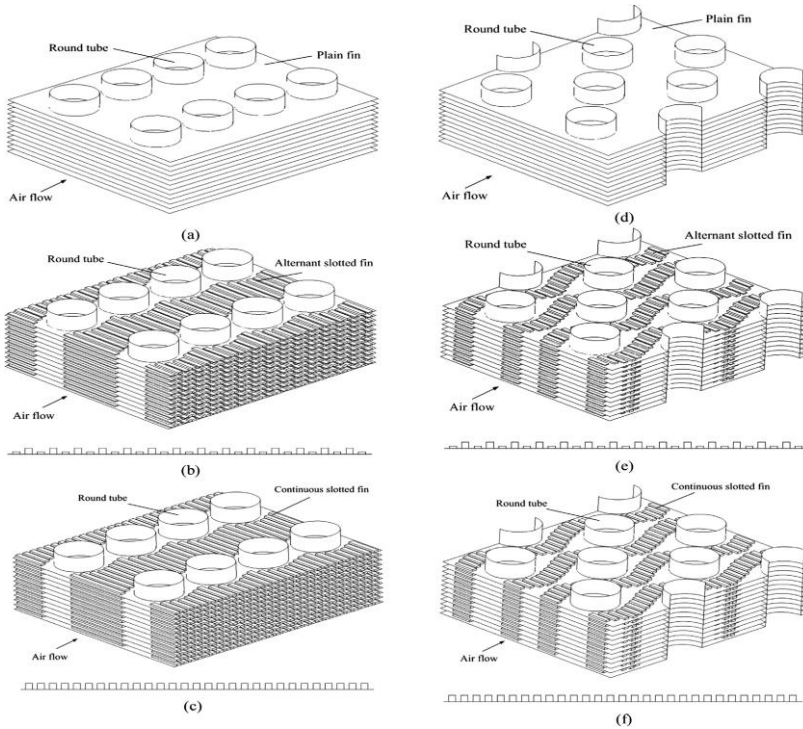
من الريش المرصصة (slotted fin).

الريش المرصصة باستمرار والريش المرصصة بالتناوب

فكانت النتائج كالتالي:

أن الترصيص الموجود على سطح الزعنف يمكن أن يسبب زيادة كبيرة في نقل الحرارة مع هبوط في الضغط ضئيل عند مقارنتها بالزعنف العادية.

وتبين ان الوشيعه ذات التوضع الشطرنجي والشرائط المستطيلة المستمرة تعطي أداء إجمالياً أفضل بالمقارنة مع غيرها من الوشائع المذكورة.



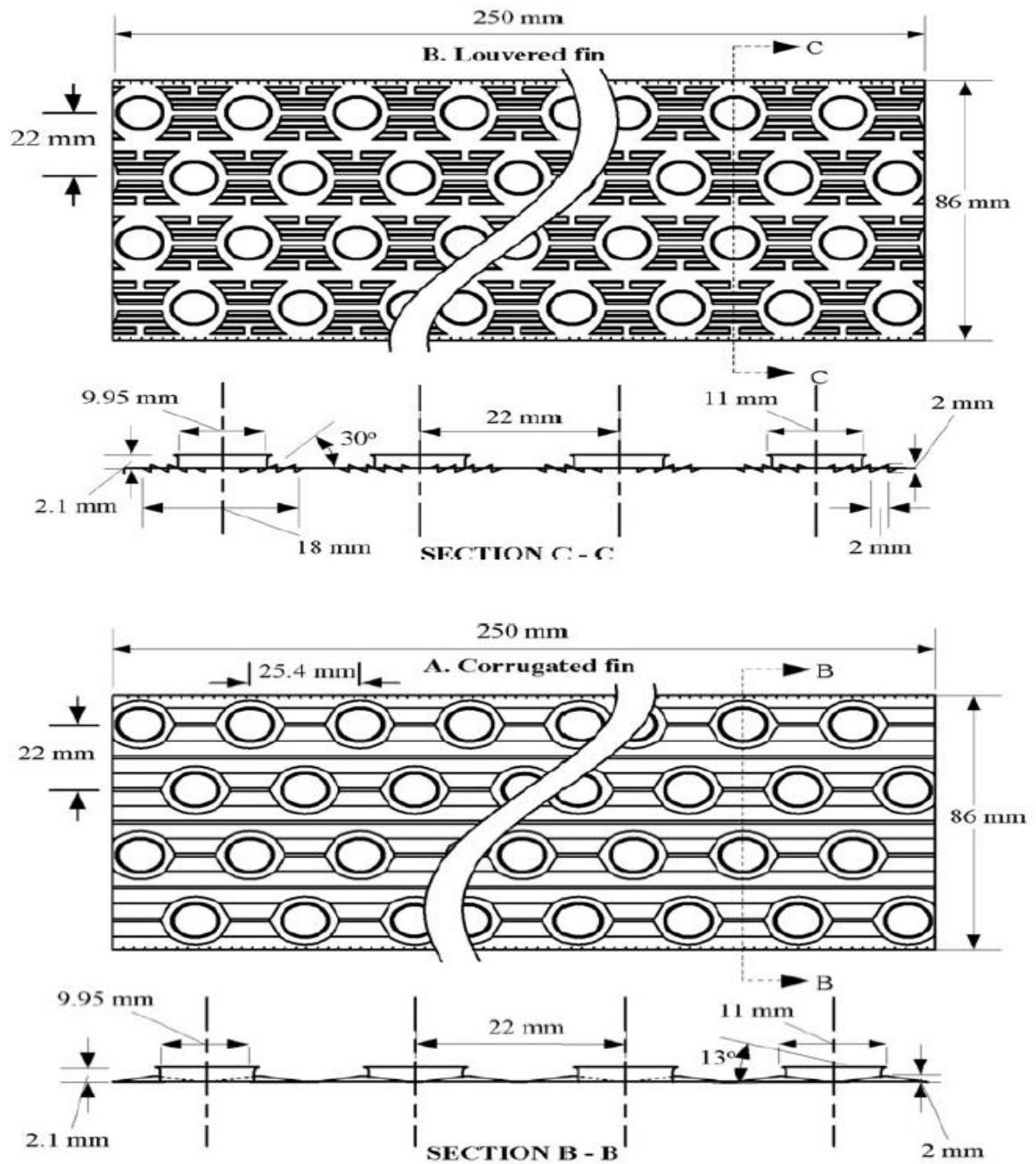
الشكل (1) المبادلات الحرارية بريش مستوية وريش مرصصة موزعة باستمرار وبالتناوب

2- الدراسة المرجعية الثانية:

2- ABDALLA GOMAA1,*, GAMAL B. ABD EL AZIZ2, and MOMEN I.

RADWAN1 " Performance characteristics of wet air-conditioning cooling coils with different fin patterns " (2018)

في هذه الدراسة تمت المقارنة بين أداء المبادلات الحرارية ذات الزعانف المموجة (corrugated)، والزعانف من نوع (louvered)، والزعانف من نوع (Flat finned).



الشكل (2) المبادلات الحرارية ذات الزعانف المموجة corrugated، والزعانف من نوع louvered.

حيث تبين مايلي :

- ان معامل انتقال الحرارة الى الهواء في الزعانف من نوع (louvered) أعلى من معامل انتقال الحرارة الى الهواء في الزعانف من نوع (corrugated) ، والزعانف من نوع (flat finned) ، بنسبة 29.4% - 47% على التوالي.
- كمية الحرارة المنتقلة عند استخدام الزعانف من نوع (louvered) أكبر من كمية الحرارة المنتقلة عند استخدام الزعانف (corrugated) ، والزعانف من نوع (flat finned) ، بنسبة 9% و 17.4% على التوالي.

3- الدراسة المرجعية الثالثة:

3- Y.Q. Kong, L.J. Yang, Air-side flow and heat transfer characteristics of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches, International Journal of Heat and Mass Transfer 357–371(2020)

في هذه الدراسة قورن بين أداء المبادلات الحرارية ذات الزعانف المرصصة (slotted fin)، والزعانف من نوع (flat fin).

ونوضح الفرق بين النموذجين في الأشكال التالية:

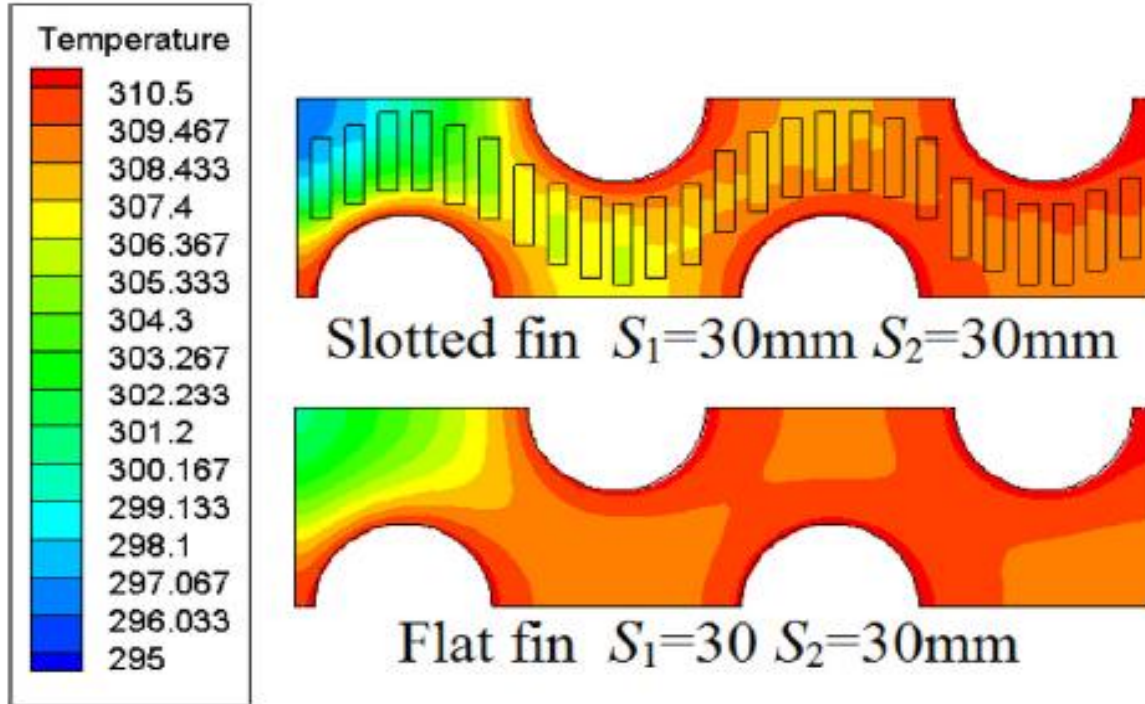


الشكل (3) المبادل الحراري من نوع flat fin ونوع slotted fin

النتائج:

أظهرت النتائج عبر برنامج المحاكاة Ansys الموصلية الحرارية أفضل للمبادل ذي الزعانف المرصصة بالمقارنة مع المبادل العادي.

بالإضافة الى انسيابية الجريان وزيادة معامل انتقال الحرارة بالحمل الى الهواء الخارجي [11].



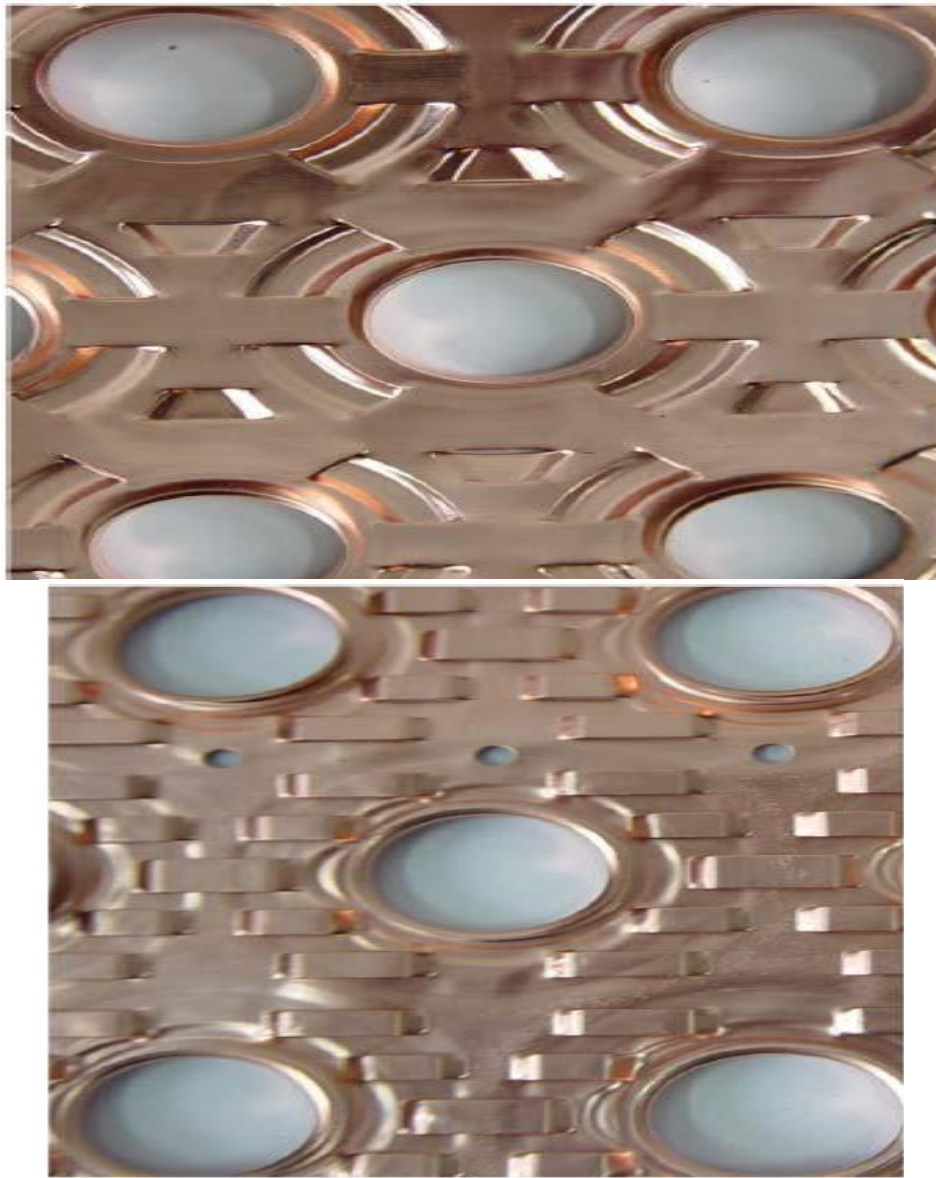
الشكل (4) التدرج الحراري لمقطع عرضي من الريشة المرصصة

4- الدراسة المرجعية الرابعة:

4- Hongzhi Li, PIV Thermal-vision experimental and numerical investigation on the airside performance of slotted fin surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer 82 568–580 (2021)

في هذه الدراسة قورن بين أداء المبادلات الحرارية ذات الزعانف المرصصة من نوع (arc-type) والزعانف من نوع (x-type).

ونوضح الفرق بين النموذجين في الأشكال التالية:

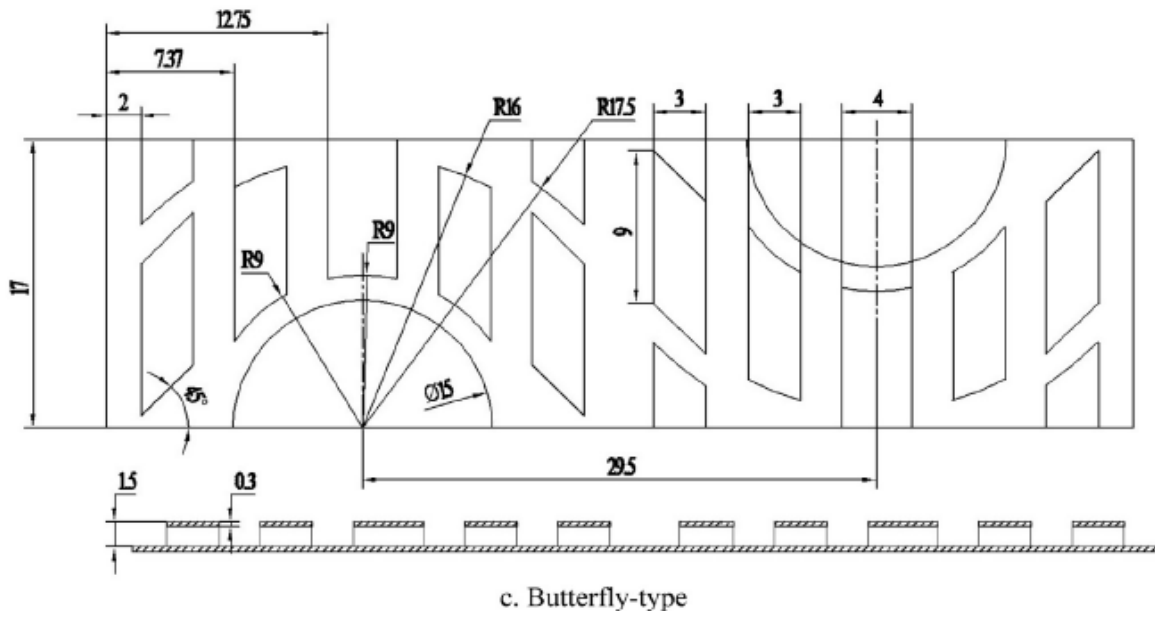


الشكل (5) الريش المرصصة من نوع (x-type)، ونوع (arc-type)

وتم التوصل للنتائج الآتية:

إن أداء نقل الحرارة لسطح الزعنفة من النوع X كان متفوقاً على سطح الزعنفة من النوع القوسي ولكن كان انخفاض الضغط بحالة سطح الزعنفة من النوع X أعلى من انخفاض الضغط بحالة سطح الزعنفة من النوع القوسي.

- بناءً على ذلك اقترح سطح زعنفة محسّن جديد (اطلق عليه اسم butterfly) الذي يجمع بين مزايا نوع arc وأسطح الزعانف المربعة من النوع X [12].



الشكل (6) سطح الزعنفة المربعة (من نوع butterfly)

مشكلة البحث :

انخفاض أداء المبادلات الحرارية نتيجة المقاومة الحرارية الكبيرة للهواء وبالتالي الحاجة لسطوح تبادل حرارية كبيرة مما يزيد في الكلفة التأسيسية للتجهيزات.

هدف البحث :

تحقيق وفر في الطاقة الكهربائية وزيادة أداء المبادل الحراري.

أهمية البحث:

تقليل الكلفة الاستثمارية للمبادلات الحرارية وتصغير حجمها وبالتالي الحيز الذي تتوضع ضمنه.

مسوغات البحث :

- استهلاك الطاقة العالي لأجهزة التكييف والسعي لتقليل هذا الاستهلاك.
- انخفاض مردود المبادلات التقليدية وفعاليتها والعمل على تحسين أدائها من خلال زيادة مساحة سطح التبادل الحراري.

محددات البحث :

يركز البحث على دراسة وشائع التسخين ذات الريش الملساء والمرصصة مع استخدام برامج التصميم والتحليل اللازمة عند ظروف تشغيل مثالية وسيقارن بين أنواع محددة من الزعانف لا تغطي كل أشكال الريش.

حدود البحث :

تستهدف الدراسة أنظمة التكييف المركزي نظراً لارتفاع التكلفة الاستثمارية بسبب زيادة استطاعة العناصر الداخلة في أنظمة التكييف (مراوح - مضخات - ...) وذلك وفق الشروط التصميمية لمدينة دمشق

منهج البحث وأدواته :

بالاعتماد على نتائج الأبحاث السابقة سيدرس في هذا البحث عمل وشائع التسخين ذات الأنابيب الملساء والريش الملساء والريش المرصصة والمقارنة بين أدائها وسيستخدم النموذج الرياضي الناظم لعلم ميكانيك السوائل وعلم الترمودينامك وعلم انتقال الحرارة مع استخدام برامج النمذجة والمحاكاة الحاسوبية لمحاكاة عمل وشائع التسخين.

هيكل الرسالة:

نُظمت الرسالة في أربعة فصول فتضمن الفصل الأول مقدمة عامة عن المبادلات الحرارية ولمحة تاريخية عنها وعن مبدأ عملها وطرق تحسين أدائها، ثم جرى استعراض لأهم ماتوصلت اليه الدراسات المرجعية السابقة حول هذا الموضوع.

أما الفصل الثاني فقد تناول الدراسة النظرية والحساب الحراري والهيدروليكي للمبادل الحراري، وبرمجت المعادلات الأساسية على برنامج حل المعادلات الهندسية EES لتوضيح النتائج بالمنحنيات البيانية، ومن بعدها استعرضت آلية نمذجة المبادل الحراري عن طريق برنامج النمذجة والمحاكاة ANSYS، وتوضيح النتائج عن طريق الرسوم التوضيحية ثلاثية الأبعاد.

وفي الفصل الرابع عُرضت النتائج، وأخيراً صيغت الاستنتاجات النهائية إضافة الى بعض التوصيات. ومن ثم دُيِّلت الرسالة بالمراجع المستخدمة في البحث.

الفصل الأول

تمهيد للدراسة

(Project Introduction)

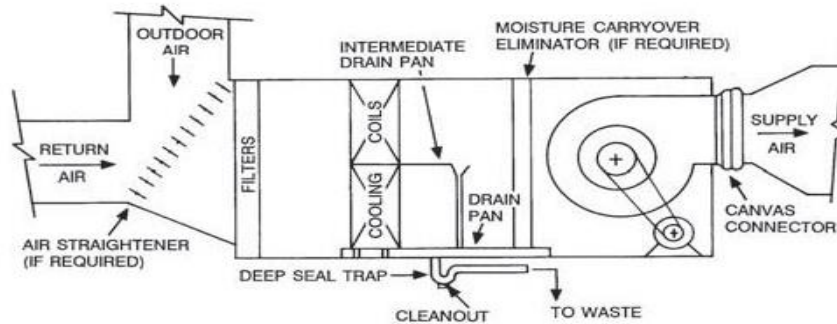
1- مقدمة:

تستخدم أنظمة تكييف الهواء بهدف تأمين الراحة الحرارية للإنسان، كما أن بعض الصناعات والمخابر القياسية الدقيقة تتطلب تأمين درجة حرارة ورطوبة ثابتة.

تعددت الأساليب المستخدمة في تكييف الهواء وأصبحت هذه الأنظمة تلائم وتناسب جميع التطبيقات المطلوب تكييفها وفقاً لنوع البناء وشكله المعماري واستعماله وتوجيهه ولا تزال هذه الأنظمة في تطور مستمر لتأمين أفضل أجهزة لتكييف الهواء من الناحيتين الاقتصادية والفنية وسوف يستمر هذا التطور.

وحدات معالجة الهواء المبينة في الشكل (1 - 1) هي إحدى الأنظمة المستخدمة لتكييف الهواء، وهي أجهزة تقوم بإمداد جميع أجزاء المبنى المراد تكييفه بالهواء الساخن شتاء والبارد صيفاً لتحقيق الراحة الحرارية، وهي تتألف من مجموعة من التجهيزات التي تعمل مع بعضها للحصول على الأداء الحراري المطلوب، وأهم هذه التجهيزات وشائع التبريد والتسخين، إضافة إلى أجهزة إضافية لترطيب الهواء وأجهزة التحكم المختلفة لتأمين الشروط الحرارية الداخلية المطلوبة.

يأتي الهواء بدرجة حرارة مرتفعة حتى 5°C - شتاءً من الجو المحيط ليدخل وحدة المعالجة بواسطة المروحة حيث يتم مزجه بنسبة معينة بالهواء المعاد من المكان المبرد ثم يمر على مصفاة هواء فتقوم بتنقيته من الغبار والأوساخ ومن ثم يمر على وشيعة تسخين تتغذى بالماء بدرجة حرارة مرتفعة قادم من مرجل للماء (boiler)، فترتفع درجة حرارة الهواء بتلامسه مع سطح الوشيعة ثم يتابع طريقه لتدفعه المروحة عبر مجار خاصة إلى الغرف والأماكن المراد تكييفها. يؤمن الماء الساخن عبر التبادل الحراري بين الماء وغازات الاحتراق في المرجل.



الشكل 1 - 1 عناصر وحدة معالجة الهواء AHU

1.2 - وشائع التسخين ومبدأ عملها:

وشائع التسخين عبارة عن مبادلات حرارية بين وسيط التسخين المستخدم والهواء المراد تسخينه، يمر وسيط التسخين ضمن أنابيب الوشيجة قادماً من المرجل، بينما ينساب الهواء قادماً من الهواء الخارجي حول الأنابيب التي غالباً ما تكون مريشة - نظراً لانخفاض قيمة معامل انتقال الحرارة ما بين الهواء والسطح الخارجي للأنابيب مقارنة مع معامل انتقال الحرارة من جهة وسيط التبريد، فيزيائياً تمثل وشيجة التبريد التقاطع بين دائرة توزيع الهواء ودائرة وسيط التسخين، وظيفياً تمثل وشيجة التسخين الجسر الذي ينقل الحرارة من الهواء البارد إلى وسيط التسخين.

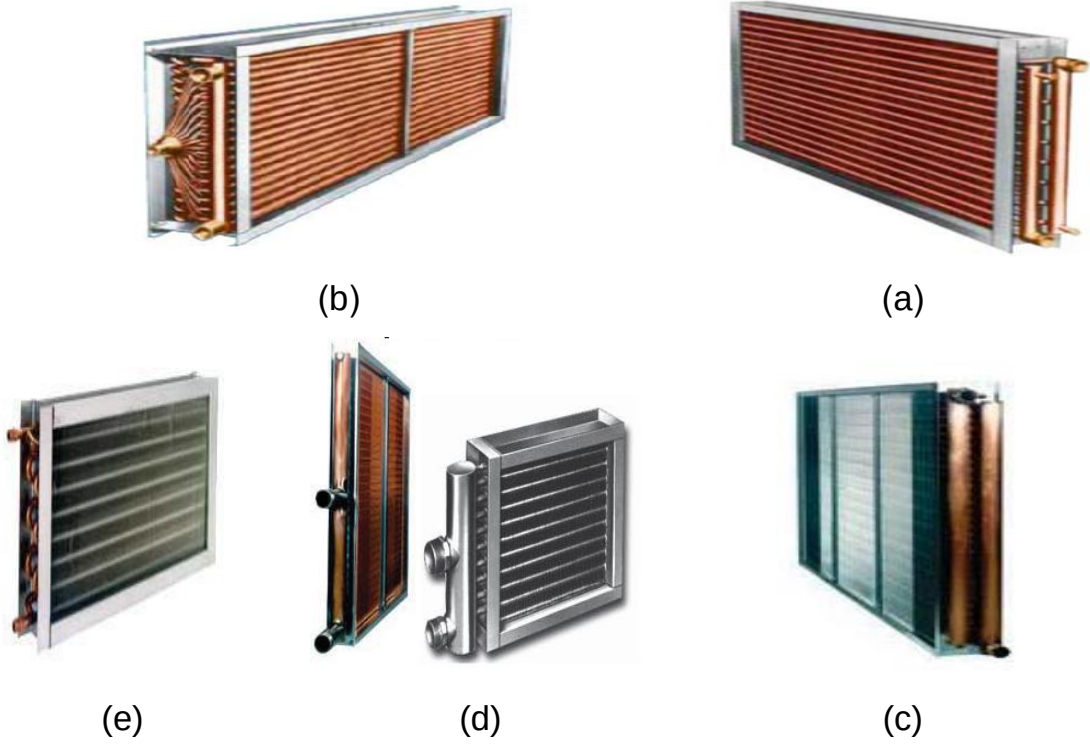
يسمح التصميم الأفضل للوشيجة بانتقال حرارة أكبر وذلك يعطي فرصة أفضل لتسخين الهواء إضافة إلى توزيع وسيط التسخين بطرق أفضل وينعكس ذلك إيجابياً من ناحية التكاليف التأسيسية والتكاليف الاستثمارية خلال دورة عمل الوشيجة.

تعد هذه الشائع أجزاء أساسية في وحدات التكييف المنفصلة ضمن الغرف، والتجهيزات الأكبر كما في وحدات تكييف الهواء المركزية.... الخ، ويؤثر اختيارها على كل من التكاليف التأسيسية الأولية والتكاليف الاستثمارية. على سبيل المثال فإن مقدار المواد المستخدمة في صناعة الوشيجة (الأنابيب، التريش، الغلاف،) يحدد الكلفة التأسيسية، المزيد من المواد يتطلب نفقات أكبر من رأس المال. كما أن حجم الوشيجة يؤثر على وزن وحدة معالجة الهواء، فالحجم الأكبر للوشيجة يعني حجماً أكبر لمكان توضعها وحجماً أكبر لوحدة المعالجة.

كما تؤثر أبعاد وشيجة التسخين (قياسها - عدد الصفوف - عدد الأنابيب - التباعد بين الريش - بروفيل الريشة - الخ) على الضياعات الهيدروليكية بالتالي الاستطاعة المصروفة على كل من مروحة الهواء وعلى استطاعة ضخ الماء في الأنابيب بالتالي التأثير على فعالية التسخين وعلى التكاليف الاستثمارية [1, 2].

تتألف وشائع التسخين من عدد من صفوف الأنابيب تتراوح بين 2 - 4 من النحاس موزعة توزيعاً شطرنجياً أو كريدورياً وفقاً لتوضع الأنابيب، ويتراوح عدد دارات الماء بين 1 إلى 3. يكون السطح الداخلي للأنابيب أملس ويمكن أن يكون مريشاً أو محلزناً من الداخل في بعض تصاميم الشائع لتحفيز الاضطراب وتحسين الأداء. أما السطح الخارجي فغالباً يكون مريشاً بريش من الألمنيوم. تستخدم هذه الشائع في عديد من التطبيقات لنقل الحرارة بين الهواء ووسيط التسخين (ماء، وسائط تبريد، ماء - أمونيا، ماء - إيثلين....).

يبين الشكل (1 - 2) أشكالاً لشائع مختلفة وفقاً للوسيط المستخدم أو التطبيق [3,4].



الشكل 1 - 2 أشكال الوشائع المستخدمة في وحدات معالجة الهواء

(a) وشيعة تبريد من النوع DX (b) وشيعة تبريد مياه

(c) وشيعة تكثيف (d) وشيعة بخار (e) وشيعة متعددة الاستخدام

1.3 تحسين أداء وشائع التسخين:

تمثل المعادلة التالية كمية الحرارة المنتقلة من الهواء المراد تسخينه المناسب على أنابيب الوشيعة إلى الماء المستخدم للتسخين

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (4 - 1)$$

U : معامل انتقال الحرارة الكلي بين الهواء والماء.

A : مساحة سطح التبادل الحراري.

ΔT_{LMTD} : فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي الوسطي.

إن زيادة أي من هذه المتغيرات (معامل انتقال الحرارة، مساحة السطح أو فرق درجة الحرارة اللوغاريتمي الوسطي) يؤدي إلى زيادة انتقال الحرارة وبالتالي تحسين أداء وشائع التسخين.

1- زيادة Δt_{LMTD} :

يمكن القول إن الطريقة الأكثر فعالية لتحسين أداء انتقال الحرارة هي زيادة فرق درجة الحرارة اللوغاريتمي الوسطي، الذي يصف الفرق بين درجة حرارة الهواء ودرجة حرارة الماء.

2- زيادة A:

يمكن تحقيق ذلك عن طريق استخدام صفوف إضافية لكن ذلك سيؤدي إلى زيادة حجم الوشيعية وتكلفتها. تساعد الريش في زيادة المساحة الفعالة للوشيعية، ويمكن بإنقاص الخطوة بين الريش زيادة عددها بالتالي زيادة سطح التبادل الحراري، لكن إذا أصبح التباعد صغيراً فقد يؤدي إلى زيادة الضياعات الهيدروليكية.

3- زيادة U:

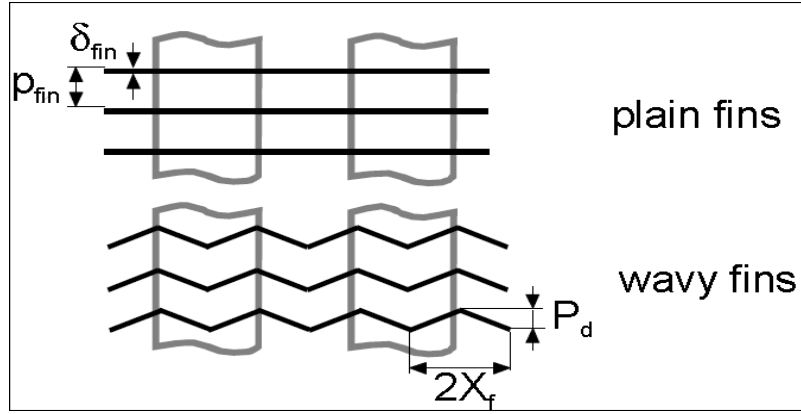
يصف معامل انتقال الحرارة U معدل التدفق الحراري عبر سطح التبادل الحراري، وتتعلق قيمته بقيم معاملات انتقال الحرارة التالية:

ho معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء (المقاومة لانتقال الحرارة) بين تيار الهواء المار و سطح الأنابيب، hi معامل انتقال الحرارة من جهة الماء بين السطح الداخلي لأنبوب النحاس والسائل المتدفق عبره، Km الموصلية الحرارية لمعدن الأنابيب وتصف المعدل الذي تنتقل فيه الحرارة عبر الأنبوب.

في وشائع التسخين لا يستطيع المصمم التأثير تأثيراً كبيراً على قيمة الموصلية الحرارية للأنابيب لكنه يستطيع التأثير على قيم معاملات انتقال الحرارة من جهة الماء ومن جهة الهواء.

فمثلاً لزيادة معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء يمكن زيادة معدل تدفق الهواء، ويمكن أن يحسن تصميم الريش معامل انتقال الحرارة الكلي أيضاً عن طريق تقليل قيمة المقاومة الحرارية من جهة الهواء، ويعد تصميم الريش جزءاً من تصميم أنظمة التكييف HVAC، [5,6,7,8].

تسبب التموجات في الريش اضطراباً في تيار الهواء مما يقلل من المقاومة الحرارية لنقل الحرارة. يبين الشكل (1 – 3) بعض أشكال الريش المستخدمة في وشائع التسخين.



الشكل (1 - 3) بعض أشكال الريش [61]

إن الطريقة الوحيدة لزيادة معامل انتقال الحرارة للماء ضمن الأنابيب هي بتقليل المقاومة الحرارية للطبقة الحدية ويجري ذلك بواسطة زيادة الاضطراب لتدخل دوامات الاضطراب أكثر داخل الطبقة الحدية مؤدية إلى تقليل المقاومة الحرارية. المشكلة في هذه العملية أن زيادة الاضطراب تؤدي إلى زيادة استطاعة الضخ، لذلك فإن التصميم الأمثل يحتاج عملية تقييم بين زيادة معامل انتقال الحرارة وكلفة الضخ [9,10].

الفصل الثاني

الحساب الحراري والهيدروليكي لوشائع التسخين

2-1 تمهيد:

يقصد بالحساب الحراري لوشائع التسخين بحساب مساحة سطح التبادل الحراري الذي يتضمن تحديد عدد صفوف الأنابيب وأعمدتها وقطرها، واختيار الخطوة الطولية والعرضية بين الأنابيب، أبعاد الوشاعة، تحديد قطر المجمع، اختيار نوع الريش وسماكتها وتباعدها، تحديد عدد دارات الماء.

2-2 تعريف المبادلات الحرارية:

المبادلات الحرارية هي تلك الأجهزة التي يتبادل فيها مائعان بدرجتي حرارة مختلفتين الحرارة، فيعطي المائع الأسخن الحرارة للمائع الأبرد، أي أنه آلية لنقل الحرارة، وتسمى عملية انتقال الحرارة من وسط إلى وسط آخر بالتبادل حراري.

يشيع استخدام المبادلات الحرارية في الممارسات العملية في مجال واسع من التطبيقات، من أنظمة التدفئة وتكييف الهواء حتى العمليات الكيميائية والعمليات الصناعية في المحطات الكبيرة ومحطات توليد الطاقة. انتقال الحرارة في المبادلات الحرارية يستلزم عادة حملاً حرارياً ضمن كلا الوسيطين المتدفقين خلال المبادل الحراري، وتوصيلاً حرارياً عبر الجدار الفاصل بينهما.

ويكون التبادل الحراري على أشده عندما تتوفر الظروف التالية:

- (1) إذا كان وسيطي التشغيل يتدفقان بجريان متعاكس.
- (2) إذا كان سمك الجدار الفاصل بين الوسيطين قليلاً.
- (3) إذا كان فرق درجات الحرارة بين الوسيطين كبيراً.
- (4) إذا كان معامل التوصيل الحراري للمعدن عالياً.

3-2 تصنيف المبادلات الحرارية:

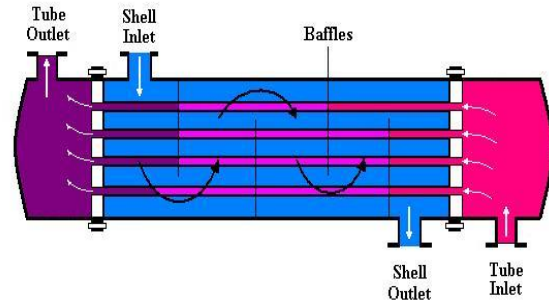
تصنف المبادلات الحرارية وفقاً لأساليب مختلفة نورد منها لما يلي:

2.3.1 تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لشكلها:

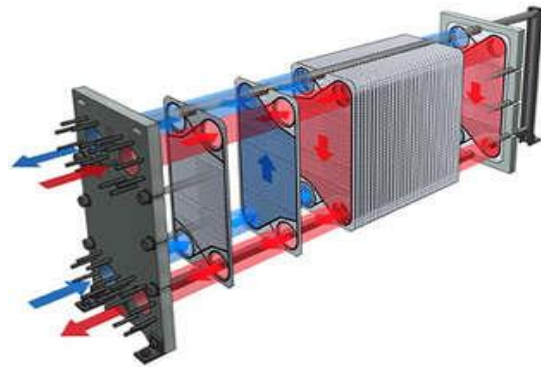
- المبادلات الحرارية الأنبوبية.
- المبادلات الحرارية الصفائحية.
- المبادلات الحرارية ذات السطح الممتد ومنها أنبوبية مزعفة وصفائحية مزعفة.
- المبادلات الحرارية الحلزونية الفراغية والمستوية.



مبادل حراري حلزوني



مبادل حراري غلافي أنبوبي



مبادل حراري صفائحي

الشكل (1-2) الأشكال المختلفة للمبادلات الحرارية

2.3.2 تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لعملية نقل الحرارة:

- عن طريق التماس غير المباشر: تنتقل بين المائع الساخن والبارد عبر جدار فاصل كتيم.
- عن طريق التماس المباشر: تنتقل الحرارة باستمرار من المائع الساخن إلى المائع البارد عبر الجدار الفاصل، ولا يوجد خلط بين المائعين مثل أبراج التبريد.

2.3.3 تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لطور وسيطي التشغيل:

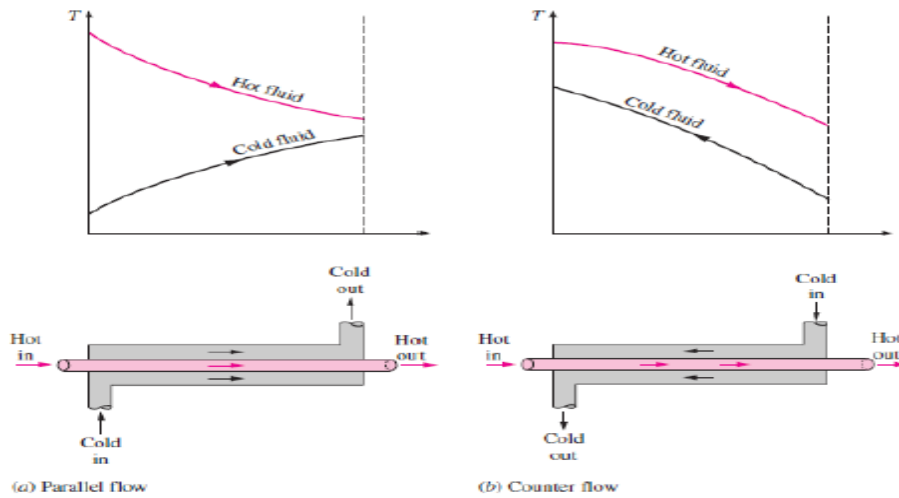
- غاز – سائل.
- سائل – سائل.
- غاز – غاز.

2.3.4 تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لطريقة الجريان:

- الجريان المتوازي: تكون جهة جريان المائعين الساخن والبارد متفقة في الجهة
- الجريان المتعاكس: تكون جهة جريان المائعين الساخن والبارد باتجاهين متعاكسين
- الجريان المتقاطع: في الحالة التي تكون فيها حركة أحد المائعين متعامدة مع حركة المائع الآخر.

2.3.5 تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لعدد الممرات:

- وحيدة المسار.
- متعددة المسار.



الشكل (2 - 2) تصنيف المبادلات الحرارية وفقاً لطريقة الجريان.

2.4 اختيار المبادلات الحرارية:

تختار المبادلات الحرارية وفقاً لعدة عوامل أهمها:

- معدلات التدفق.
- درجات حرارة كلا المائعين المتدفقين ضمن المبادل وضغوطها.
- ترتيب الجريان.
- طور المائع.
- الكلفة التأسيسية للمبادل.
- ومتطلبات الصيانة.

2.5 الفرضيات التصميمية للمبادلات الحرارية:

قبل البدء بالتصميم الحراري للمبادلات الحرارية يجب في البداية عرض أهم الفرضيات:

- تعمل المبادلات الحرارية عادة لمدة طويلة دون تغيير في ظروف عملها لذلك يمكن عدها أنظمة مستقرة.
 - إهمال تغير الطاقة الحركية والكامنة ضمن المبادلات الحرارية بسبب ضعف التغير في السرعة والارتفاع خلالها.
 - يعد السطح الخارجي للمبادل الحراري معزولاً عزلاً جيداً بالتالي فإن الضياعات الحرارية إلى الوسط المحيط معدومة، وانتقال الحرارة يحدث فقط بين وسيطي التشغيل.
 - قيم معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء وباتجاه الجريان عند كل صف من صفوف الأنابيب في المستوي العمودي متساوية.
 - قيم معامل انتقال الحرارة ضمن الأنابيب عند كل مقطع من صفوف الأنابيب في المستوي العمودي متساوية.
 - الموصلية الحرارية لمعدن الأنابيب ثابتة.
- اعتماداً على هذه الفرضيات يمكن تطبيق قانون الترموديناميك الأول للحرارة المنتقلة بين السائل الساخن (الماء) والسائل البارد ضمن الأنابيب (الهواء). ويمكن إيجاد معادلات انتقال الحرارة لوشية التسخين بتطبيق معادلات انحفاظ الطاقة والكتلة.

6-2 اختيار وشائع التسخين:

- عند تصميم وشائع التسخين يجب مراعاة المحددات التالية وذلك وفقاً للشروط المعيارية لتصميم وشائع التبريد ARI Standard 410.

(1) تصنع وشائع التسخين عادة بأنابيب نحاسية بأقطار $5/8''$ ، $1/2''$ وما زال بعض المصنعين يستخدم أنابيب بأقطار $3/8''$. يتعلق تحديد أقطار الأنابيب باختيار المصنع وعملية التسويق، وتكون التكلفة – العامل الاقتصادي – عاملاً مهماً.

(2) تتوزع الأنابيب النحاسية في وشائع التسخين توزعاً متوازياً ومتناظراً بعضهاً مع بعضها الآخر، وتكون موزعة على طول الوشيعية إما توزيعاً كريدورياً أو شطرنجياً- والتوزيع الشطرنجي هو الأكثر استخداماً.

(3) تتراوح سرعة الهواء الوجهية بين $4 \text{ m/s} \div 1$ ، ويجب ألا تزيد سرعة الهواء الداخل في وشائع التبريد وإزالة الرطوبة عن 2.5 m/s .

(4) درجة حرارة دخول الماء الساخن في الوشيعية $90^\circ\text{C} - 70$ وخروجه على التوالي.

(5) نسبة السطح الخارجي إلى السطح الداخلي $x = A_o/A_i$: تساوي لحالة أنابيب ملساء: 1.03

، 1.15 ولحالة أنابيب مريشة: $30 - 10$.

(6) سرعة دخول الماء $2.4 - 0.3 \text{ m/s}$.

- كما نراعي عند اختيار وشائع التسخين المحددات التالية:

1. شروط الهواء الداخل.
2. حدود المساحة المتوافرة.
3. المقاومة الهيدروليكية المسموحة للوشيعية من جهة كل من الماء والهواء.
4. التجهيزات المستقلة الإضافية المطلوبة أنظمة التحكم.

صور وأشكال منظومة التكييف المركزي في مشفى التوليد الجامعي في منطقة البرامكة- دمشق:



الشكل (3-2) وحدة معالجة الهواء في مشفى التوليد الجامعي AHU



الشكل (4-2) المبادل الحراري ومروحة السحب في وحدة معالجة الهواء AHU في مشفى التوليد الجامعي



الشكل (5-2) الفلاتر في وحدة معالجة الهواء AHU في مشفى التوليد الجامعي



الشكل (2-6) المرجل الحراري في مشفى التوليد الجامعي

2.7 حساب معاملات انتقال الحرارة:

يعد حساب معاملات انتقال الحرارة من جهة الماء ومن جهة الهواء أحد الخطوات الأساسية عند تصميم أي مبادل حراري، تعتمد أغلب العلاقات على معادلات تجريبية تستخدم أعداداً لا بعدية.

2.7.1 معامل انتقال الحرارة من جهة الماء:

لحساب قيمة معامل انتقال الحرارة من جهة الماء h_i نقوم بحساب عدد نوسلت وفقاً لطبيعة جريان الماء ضمن الأنابيب ونميز من أجل $Re < 1700$ العلاقة التالية [15]:

$Nu_w = \left(3.66^3 + 0.7^3 + \left(1.615 \cdot (x^*)^{-\frac{1}{3}} - 0.7 \right)^3 \right)^{1/3}$	1 – 2
$x^* = \frac{x}{d_{in} \cdot Re_w \cdot Pr_w}$	2 – 2

ومن أجل جريان مضطرب ضمن الأنابيب نستخدم العلاقة [61]، والتي تعطى بالعلاقة:

$Nu_i = \frac{h_i d_{in}}{k_w} = \frac{(Re_w - 1000) Pr_w \left(\frac{f_i}{2} \right)}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{f_i}{2}} \left(Pr_w^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$	3 – 2
---	-------

وهي صالحة للتطبيق في المجال $10^4 < Re_w < 5.10^6$

$f_i = [1.58 \ln Re_w - 3.28]^{-2}$	4 – 2
-------------------------------------	-------

حيث Re_w و Pr_w عددي رينولدز وبراندل للماء، f_i معامل الاحتكاك.

2.7.2 معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء للأنابيب الملساء:

نميز عند حساب معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء نوعين من المبادلات وفقاً لنوعية سطحها: المبادلات ذات الأنابيب الملساء والمبادلات ذات الأنابيب المريشة، وتكون الأنابيب متوضعة إما توضعاً شطرنجياً أو كريدورياً كما في الشكل (2 – 8).

تستخدم بعض المراجع عند حساب معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء عدد لابيدي يسمى معامل كولبورن [18]:

$J = \frac{h_o}{V_{max} \cdot \rho \cdot C_{p,a}} Pr^{2/3} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}}$	5 – 2
--	-------

يحدد عدد رينولدز لتيار الهواء المناسب بصورة عرضية على السطح الخارجي للأنابيب محسوبا عند السرعة الأعظمية:

$Re_a = \frac{\rho_a V_{max} d_{out}}{\mu_a}$	6 - 2
---	-------

توافق السرعة الأعظمية V_{max} المقطع الأصغري للجريان لذلك نتحقق من الشروط:

إذا كان $S_D < (S_T + d_o)/2$ عندها تعطى السرعة الأعظمية بالعلاقة:

$V_{max} = \frac{S_t}{2(S_D - d_{out})} V_{face}$	أ - 7 - 2
---	-----------

أما إذا كان : $S_D > (S_T + d_o)/2$ فإن السرعة الأعظمية:

$V_{max} = \frac{S_t}{(S_T - d_{out})} V_{face}$	ب - 7 - 2
--	-----------

ت حسب الخطوة القطرية S_D بين الأنابيب بالعلاقة:

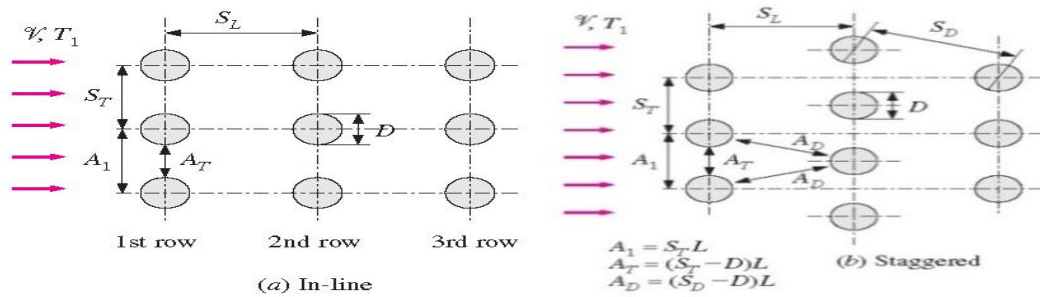
$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_t}{2}\right)^2}$	8 - 2
---	-------

أولاً- حساب معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء لأنابيب ملساء مستقيمة [46]:

$NU_a = \frac{h_o \cdot d_{out}}{K_a} = CR_{ea}^n Pr_a^{0.36}$	(أ - 9 - 2)
--	-------------

حيث C و n يتعلقان من جهة بطبيعة توزيع الأنابيب ضمن الحزمة: شطرنجي أم كريدوري، ومن جهة أخرى بطبيعة الجريان وهما لحزمة أنابيب عدد صفوفها 20 صفاً في الاتجاه الأفقي تؤخذ من الجدول (2 - 1).

[21] مع إهمال قيمة Pr/Pr_s للهواء.



الشكل 2 - 7 توزيع الأنابيب بحالة التوزيع الشطرنجي والكريدوري

عندما يكون عدد صفوف الأنابيب في الوشيجة أقل من 20 نستخدم معامل تصحيح وفق الجدول 2-2.

الجدول 2 – 1 علاقة عدد نوسلت من جهة الهواء المنساب على سطح الأنابيب

Arrangement	Range of Re_D	Correlation
In-line	0–100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100–1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000– 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Staggered	0–500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500–1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000– 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

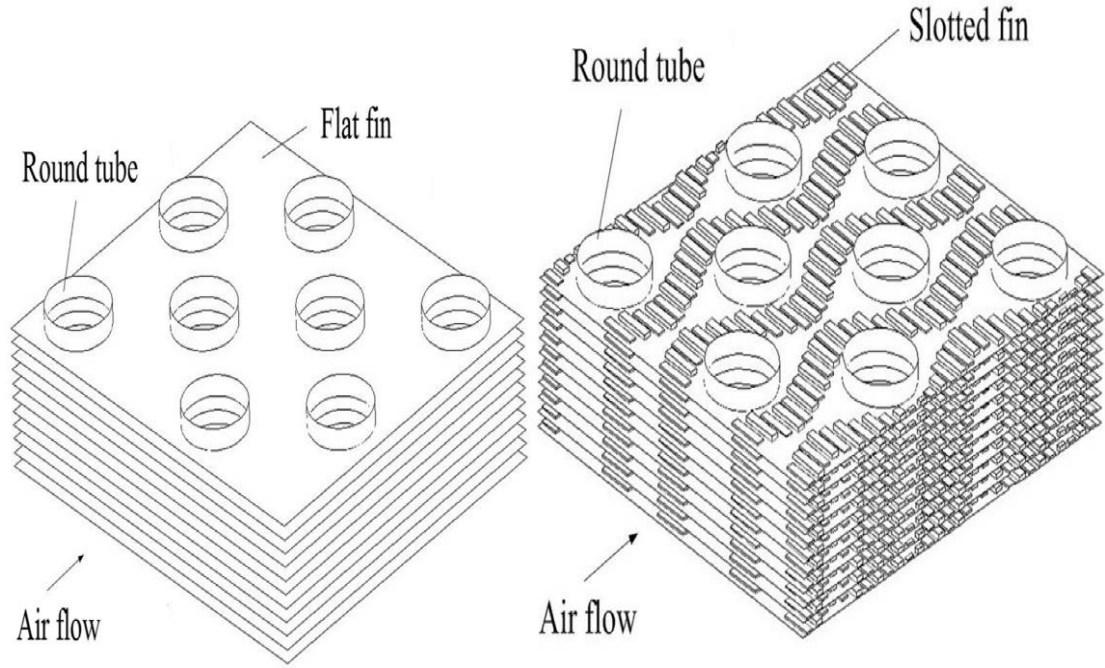
الجدول 2 – 2 معامل تصحيح عدد الصفوف

	2	3	4	5	6	8
شطرنجي	0.77	0.84	0.89	0.92	0.94	0.97
كريدوري	0.70	0.8	0.9	0.92	0.94	0.97

2.7.3 معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء للأنابيب المريشة:

تختلف علاقات حساب معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء وفقاً لنوع الريش المستخدمة، ونميز عدة أنماط من الريش سواء الريش المموجة، أو الريش المستوية، أو الريش الحلزونية، أو الريش المرصصة المبينة في الشكل (2 – 2).

استخدمت الريش المرصصة في الآونة الأخيرة بكثرة نظراً لخصائصها الحرارية في معدل الحرارة المنتقلة وارتفاع قيمة معامل انتقال الحرارة إضافة لانخفاض تكاليفها وسهولة تصنيعها [27].



الشكل 2 - 8 أشكال الريش.

عملية تصميم المبادلات المريشة عملية معقدة وتتطلب عمليات تكرارية عديدة بهدف تحديد سطح التبادل الحراري وفعالية الريش. غالباً ما تصنع ريش بمواصفات محددة وفقاً للشركة الصانعة، ويتحكم بمساحة سطح التبادل بزيادة أبعاد الريش وفقاً للحدود المسموحة.

علاقة حساب معامل كولبورن لأنابيب بريش مستوية [32-35]:

$J = 0.163 \cdot Re_a^{-0.369} \cdot \frac{S_t^{0.105}}{S_l} \cdot \frac{f_s^{0.0138}}{d_{out}} \cdot \frac{S_t^{0.13}}{d_{out}}$	(2 - 9 - ب)
---	-------------

علاقة حساب عدد نوسلت لأنابيب بريش مرصصة [47,48]:

$Nu = 4.8787 Re^{0.3173} \cdot \left(\frac{S_t}{d_{out}}\right)^{-0.8571} \cdot \left(\frac{S_l}{d_{out}}\right)^{-0.6648}$	(2 - 9 - ج)
---	-------------

2.7.4 فعالية الريش وفعالية السطح المريش وعلاقات حساب المردود:

- المعادلة التفاضلية للموصلية الحرارية في الريش هي :

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0$$

وهي معادلة خطية متجانسة وتفاضلية من الدرجة الثانية والحل العام لهذه المعادلة [40-41] يأخذ الصورة :

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}$$

لتقدير الثوابت C_1, C_2 فإنه لمن الضروري أن تحدد حالات الحدود فالحالة الأولى تكون

$$\theta(0) = T_b - T_\infty \quad \text{:(Boundary conditions)}$$

أما الحالة الثانية فأنها تحدد عند حافة الريشة (Fin tip) عند $x = L$ بأربع حالات وهي كما في الجدول :

الجدول (2-3) علاقات الموصلية الحرارية وكمية الحرارة المنتقلة

Case	Tip Condition ($x = L$)	Temperature Distribution θ/θ_b	Fin Heat Transfer Rate q
A	Convection heat transfer: $h\theta(L) = -kd\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (3.75)$	$M \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (3.77)$
B	Adiabatic: $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL} \quad (3.80)$	$M \tanh mL \quad (3.81)$
C	Prescribed temperature: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL} \quad (3.82)$	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL} \quad (3.83)$
D	Infinite fin ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	$e^{-mx} \quad (3.84)$	$M \quad (3.85)$

$$\theta \equiv T - T_\infty \quad m^2 \equiv hP/kA_c$$

$$\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty \quad M \equiv \sqrt{hPkA_c} \theta_b$$

علاقة حساب مردود الريشة:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c}$$

علاقة حساب مردود المبادل المريش :

$$\eta_o = 1 - \frac{N \cdot A_f}{A_o} (1 - A_f)$$

2.7.5 حساب مساحة سطح التبادل الحراري لوشائع التسخين:

تحسب مساحة سطح التبادل الداخلي بين الماء الساخن والأنابيب من العلاقة [45-46]:

$A_i = n \cdot \pi \cdot d_{out} \cdot L$	17 - 2
---	--------

لحساب السطح الخارجي للأنبوب المريش يتألف من مساحة سطح الأنبوب الأملس A_b ومساحة سطح الريش A_f نستخدم العلاقات التالية:

$A_o = A_f + A_b$	18 - 2
-------------------	--------

أما مساحة سطح الأنبوب الأملس:

$A_b = n \cdot \pi \cdot d_{out} \cdot L$	19 - 2
---	--------

تحسب مساحة السطح المريش بريش مستقيمة:

$A_f = 2 \cdot \left(H \cdot D \cdot N_f - \pi \cdot \frac{d_{out}^2}{4} \cdot N_t \right)$	20 - 2
--	--------

تحسب مساحة السطح المريش بريش مرصعة وتضاف إليها المساحات الناتجة عن النتوءات الإضافية حسب شكلها:

$A_f = 2 \cdot \left(H \cdot D \cdot N_f - \pi \cdot \frac{d_{out}^2}{4} \cdot N_t + N_s \cdot S_l \cdot S_w \right)$	21 - 2
--	--------

حيث: N_s : عدد النتوءات. S_l : طول النتوء. S_w : عرض النتوءات.

2.7.6 المقاومة الحرارية لمعدن الأنبوب:

تستخدم في تصنيع وشائع التبريد استخداماً عاماً الأنابيب النحاسية، يهمل عادة المقدار R_m في وشائع التبريد والتسخين نظراً للموصلية الحرارية العالية لمعدن الأنبوب، وأشارت الدراسات أن الخطأ الناتج عن ذلك لا يتجاوز 1% على قيمة معامل انتقال الحرارة [45].

2.7.7 معامل انتقال الحرارة الكلي:

يساوي معامل انتقال الحرارة الكلي إلى مقلوب مجموع المقاومات الحرارية من جانب الماء ومن جانب الهواء والمقاومة الحرارية لمعدن الأنبوب [46-47].

لوشية بآنايب ملساء فإن معامل انتقال الحرارة الكلي يعطى بالعلاقة:

$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{d_{out} - d_{in}}{2\pi K} + \frac{x}{h_i}$	23 – 2
---	--------

أما لوشية بآنايب مريشة يعطى معامل انتقال الحرارة الكلي:

$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_o \cdot h_o} + \frac{d_{out} - d_{in}}{2\pi K} + \frac{x}{h_i}$	24 – 2
--	--------

8-2 الحساب التصميمي لوشائع التسخين:

يقصد بالحساب التصميمي لوشائع التسخين تحديد ما يلي:

- بارامترات الوشاعة: حمل الوشاعة، تدفق كل من وسيطي التشغيل، درجات حرارة دخول كل من وسيطي التشغيل وخروجهما، الضياعات الهيدروليكية من جهة الماء ومن جهة الهواء.
 - قطر الأنابيب d_o ، d_{in} - عدد الأنابيب N_t - عدد الدارات N_f - عدد الأعمدة N_c - طول الأنابيب - إضافة إلى الخطوة الطولية S_t والعرضية S_L بين الأنابيب.
 - طول الوشاعة L - ارتفاع الوشاعة H - عمق الوشاعة D .
- يوجد عامةً طريقتان عند حساب وشائع التسخين إما أن نقوم بحساب السطح المطلوب انطلاقاً من الحمل الحراري Selection (نستخدم هنا طريقة فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي الوسطي)، أو نقوم بحساب تحقيقي Rating لوشاعة انطلاقاً من سطحها المعلوم (نستخدم هنا طريقة $NTU - \epsilon$).

2.8.1 طريقة فرق درجة الحرارة اللوغاريتمي لوسطي لتصميم وشائع التسخين:

لتصميم وشاعة التسخين نتبع الخطوات التالية:

- (1) انطلاقاً من شروط دخول وسيطي التشغيل وخروجهما نحدد الخصائص الفيزيوكيميائية عند درجة الحرارة الوسطية، وتعد درجة حرارة خروج الهواء معلومة عند التصميم [49-50].
- (2) نفرض السرعة الوجهية لدخول الهواء التي تؤخذ في المجال $1 - 4 \text{ m/s}$ ، ويفضل أخذها 2.5 m/s ، بمعرفة تدفق الهواء والسرعة الوجهية تحسب المساحة الوجهية للوشاعة من العلاقة:

$A_{face} = \frac{m_a^*}{\rho_a \cdot V_{face}}$	25 - 2
--	--------

- (3) نفرض أحد بعدي الوشاعة (طول الوشاعة أو ارتفاعها) وفقاً للحيز المتاح لوحدة المعالجة ثم نحسب البعد الآخر من العلاقة:

$A_{face} = H \cdot L$	26 - 2
------------------------	--------

- (4) بمعرفة الخطوة الطولية للأنابيب نحدد عدد الأنابيب بالاتجاه الشاقولي حسب العلاقة:

$N_{col} = \frac{H}{S_t + 1}$	27 - 2
-------------------------------	--------

- (5) حساب حمل الوشاعة:

$Q_t = \rho_a \cdot V_a^* \cdot C_{pa} \cdot (t_{aout} - t_{ain})$	28 - 2
--	--------

(6) تحديد عدد دارات الماء وسرعة الماء ضمن الأنابيب:

نحسب تدفق الماء من العلاقة:

$m_w^* = \frac{Q}{C_{p,w} \Delta t_w}$	29 – 2
--	--------

لوشية تسخين يؤخذ $\Delta t_w = 20^\circ\text{C}$ ، درجات حرارة دخول وخروج الماء $(70 - 90^\circ\text{C})$.

نفرض عدد دارات الماء مساوٍ 1 ونحسب سرعة الماء ضمن الأنابيب وفق العلاقة:

$V_w = \frac{m_w^*}{\rho_w \cdot A_w \cdot N_{\text{circuit}}}$	30 – 2
---	--------

فإذا كانت سرعة الماء ضمن المجال $0.1 - 2.4 \text{ m/s}$ نتابع الحساب، وإلا نزيد عدد الدارات حتى يتحقق الشرط المذكور.

(7) حساب معامل انتقال الحرارة من جهة الماء من العلاقة (2 – 3).

(8) حساب معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء باستخدام إحدى العلاقات (2 – 9).

(9) حساب فعالية الريش والسطح المريش من العلاقات $(2 - 10 \div 16)$.

(10) حساب معامل انتقال الحرارة الكلي (2 – 23).

(11) نحسب فرق درجات الحرارة اللوغاريتمي الوسطي باستخدام العلاقة:

$\Delta T_{lm} = \frac{[(T_{w,in} - T_{a,out}) - (T_{w,out} - T_{a,out})]}{\ln \left[\frac{T_{w,in} - T_{a,out}}{T_{w,out} - T_{a,out}} \right]}$	31 – 2
--	--------

(12) يحسب سطح التبادل الحراري لوشية التسخين من العلاقة:

$A_{HC} = \frac{Q_H}{U \cdot \Delta T_{lm}}$	32 – 2
--	--------

وتحسب مساحة السطح الداخلي للأنابيب من العلاقة:

$A_i = \frac{A_o}{x}$	33 – 2
-----------------------	--------

(13) نحدد باقي أبعاد الوشيجة كما يلي:
الطول الكلي للأنابيب:

$L_{\text{tube}} = \frac{A_i}{\pi \cdot d_{\text{in}}}$	34 – 2
---	--------

ويحسب عدد صفوف الأنابيب وفق العلاقة:

$N_{\text{row}} = \frac{A_i}{\pi \cdot d_{\text{in}} \cdot L \cdot N_{\text{col}}}$	35 – 2
---	--------

نشير هنا أن عملية الحساب والتصميم ثم اختيار الوشيجة المناسبة قد تتطلب إعادة الحساب عدة مرات ليتحقق الأداء الحراري والأداء الهيدروليكي المطلوب بما يتناسب مع شروط العمل.

2-8-2- طريقة NTU - ε لاختبار وشائع التسخين:

- (1) نفرض بداية درجتي حرارة خروج الماء والهواء مساويتين لدرجة حراريتي دخولهما [54-55].
- (2) نحدد الخصائص الفيزيوية حرارية عند درجة الحرارة الوسطية لكل من الماء والهواء، وتعد درجة حرارة خروج الهواء معلومة عند التصميم.
- (3) نحسب مساحة سطح التبادل الحراري.
- (4) نحسب كل من السعات الحرارية C_a^* , C_w^* , C^* :

$C_a = m_a \cdot C_{Pa}$	36 - 2
$C_w = m_w \cdot C_{Pw}$	37 - 2
$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{(m \cdot C_p)_{\min}}{(m \cdot C_p)_{\max}}$	38 - 2

- (5) نحسب المقاومات الحرارية من جهة الماء، من جهة الهواء والمقاومة الحرارية لمعدن الأنابيب ثم نحسب معامل انتقال الحرارة الكلي.
- (6) نحسب عدد الوحدات الحرارية.

$NTU = UA / (m \cdot C_p)_{\min}$	39 - 2
-----------------------------------	--------

- (7) نوجد فعالية المبادل الحراري ϵ .

$\epsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-NTU(1-C^*)}}$	40 - 2
--	--------

- (8) نحسب درجة حرارة خروج الهواء الفعلية

$t_{a,out} = t_{a,in} - \epsilon(t_{a,in} - t_{w,in})$	41 - 2
--	--------

- (9) حساب درجة حرارة خروج الماء

$t_{w,out} = t_{w,in} + C^*(t_{a,in} - t_{a,out})$	42 - 2
--	--------

- (10) نحسب الحمل الحراري للوشية

$Q = \epsilon \cdot (m \cdot C_p)_{\min} \cdot \Delta t_{\max}$	43 - 2
---	--------

2.9 الحساب الهيدروليكي لوشائع التسخين:

نبين فيما يلي العلاقات المستخدمة لحساب معامل الاحتكاك وضياح الضغط من جهة الهواء ومن جهة الماء، لحساب ضياح الضغط من جهة الهواء المناسب على السطح الخارجي للوشاعة نستخدم العلاقة:

$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_a v^2 f_a$	44 – 2
---	--------

بينما يحسب هبوط الضغط من جهة الماء المار ضمن الأنابيب بالعلاقة:

$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_w v_w^2 f_w \cdot \frac{L_{tube}}{d_{out}}$	45 – 2
--	--------

يبين الجدول 2 – 4 علاقات حساب معامل الاحتكاك

الجدول 2 – 4 حساب معامل الاحتكاك لوسيطي التشغيل ضمن وشائع التبريد	
من جهة الماء [44]	
Re > 2300	$f_w = [1.58 \ln Re_w - 3.28]^{-2}$
Re < 2300	$f_w = \frac{64}{Re}$
من جهة الهواء [48]	
أنابيب ملساء	$f_a = 5.5 \left(0.25 + \frac{0.118}{\left(\frac{S_t}{d_{out} - 1} \right)} \right) Re_a^{-0.16} \left(\frac{S_t - d_{out}}{\pi d_{out}} \right)$
أنابيب مريشة	$f_a = 0.3775 \cdot Re_a^{-0.1485} \cdot \left(\frac{f_s}{d_{out}} \right)^{0.432}$

2. 10 مقارنة تحليلية لعمل وشائع التسخين:

تساعد دراسة تأثير تغير البارامترات على حساب مساحة سطح التبادل للمبادل الحراري المطلوب عند تغير الحالة المطلوبة، ويعبر عن ذلك بمنحنيات بيانية تربط بين فرضيات التصميم ومساحة سطح التبادل، ولهذه الغاية تطبق العلاقات الواردة في الحل التصميمي.

بينما تساعد الدراسة انطلاقاً من سطح تبادل حراري معلوم من فهم تأثير تغير شروط العمل على أدائه، وتحديد الأخطاء الممكن حدوثها في أثناء عمل المبادل، ويعبر عنها بمنحنيات بيانية تربط بين شروط العمل الابتدائية (كدرجة حرارة دخول الماء والغاز) وشروط العمل النهائية (كدرجة حرارة خروج الماء والغاز وحمل المبادل) ولهذه الغاية تطبق العلاقات الواردة في الحل التحقيقي [56].

نشير هنا أنه قورن في البداية كل من نتائج الحل التحقيقي والحل التصميمي عند تطبيق نفس الشروط، وكانت نتائج الحلين متطابقة.

2. 10. 1 دراسة تأثير تغير البارامترات على أداء وشيعة التسخين المريشة:

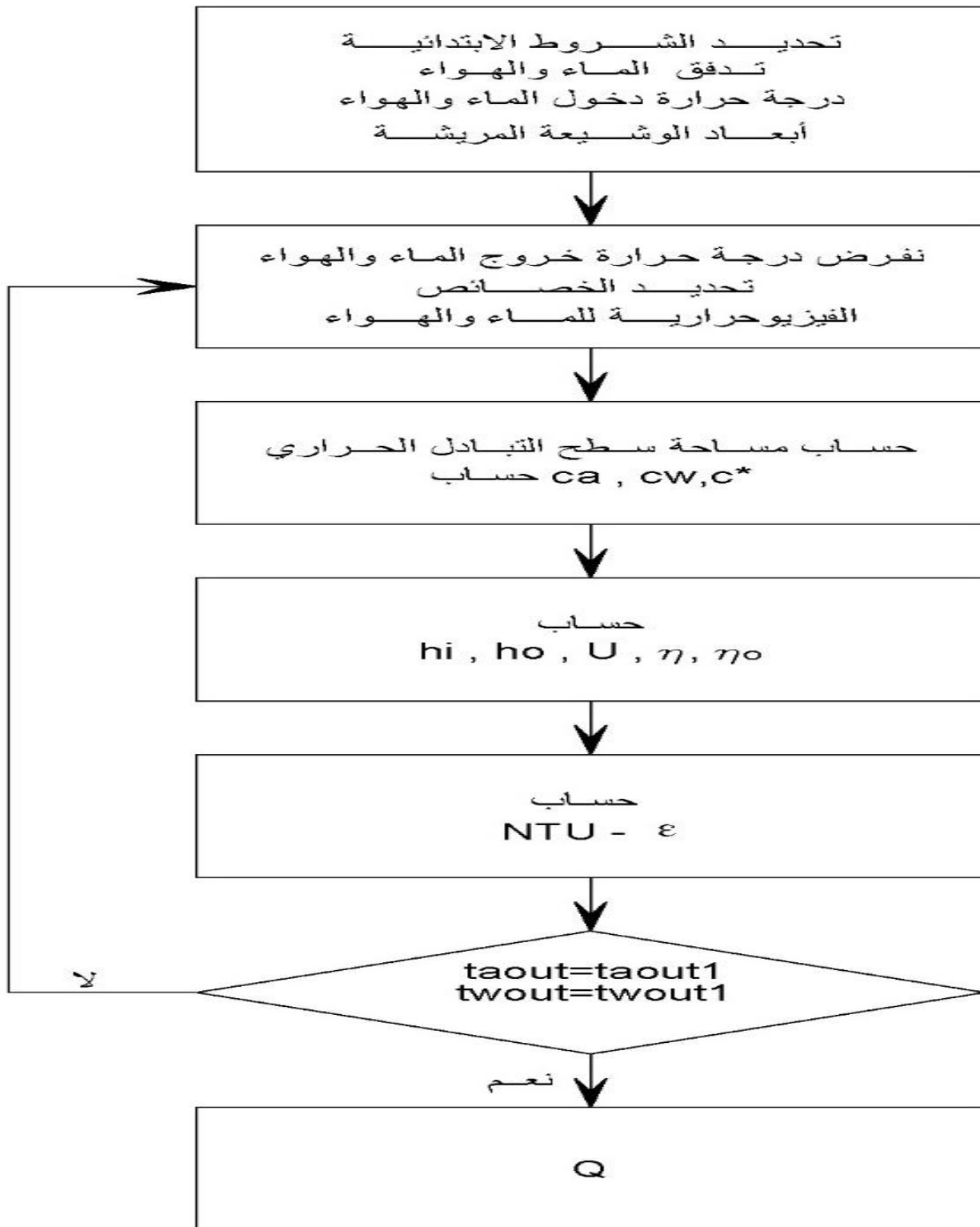
في هذه الفقرة درس تأثير تغير البارامترات على أداء وشيعة تسخين مريشة عند الشروط المبينة بالجدول (2 - 5)، ولأجل الانطلاق بالحساب اعتمدت الفرضيات المبينة في الجدول (2 - 6) لأبعاد الوشيعة:

الجدول (2 - 5) الشروط الابتدائية للحل

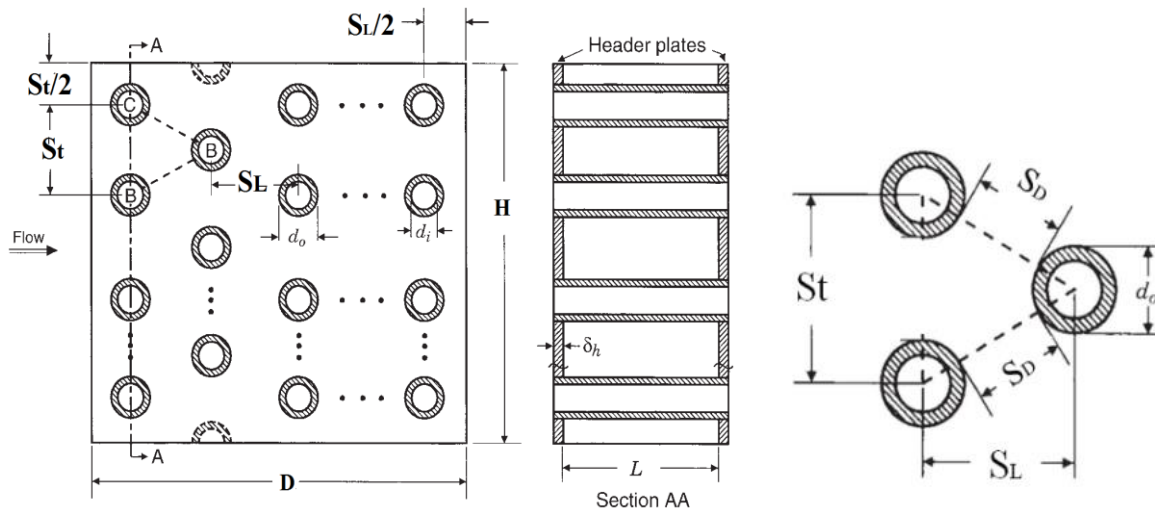
m_a^*	$1 - 5.5 \text{ m}^3/\text{s}$
$t_{a_{in}}$	$-2 \div 2 \text{ }^\circ\text{C}$
$rh_{a_{in}}$	85 %

الجدول (2 - 6) أبعاد المبادل الحراري

d_{out}	16 [mm]	L	1.4 [m]
d_{in}	15.4 [mm]	N_{row}	2
s_t	40 [mm]	N_{col}	10
s_l	35 [mm]	H	1.4 [m]
f_s	4 [mm]	N_F	350
f_t	0.12 [mm]	S_l	15 [mm]
S_t	2 [mm]	S_w	3 [mm]



الشكل (9-2) المخطط الانسيابي للعمل على برنامج EES



الشكل 2 - 10 أبعاد وشيعة التسخين التقليدية

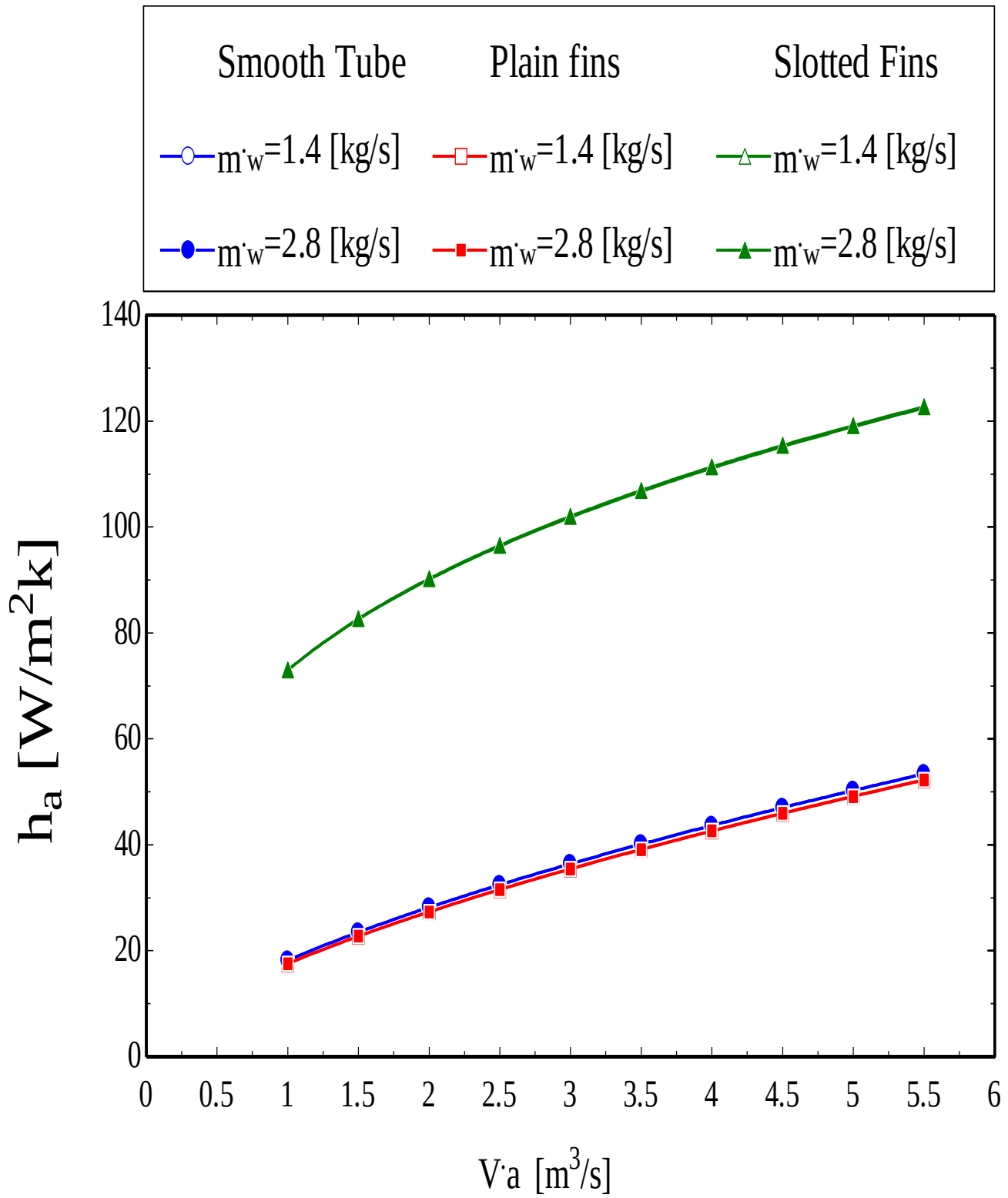
توضح الأشكال (2 - 9 ÷ 14) تغير كل من معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء ودرجتي حرارة خروج الماء والهواء، وحمل وشيعة التسخين وفعالية التبادل الحراري مع تغير تدفق الماء والهواء وذلك لوشيعة بأنابيب ملساء ووشيعة بأنابيب مريشة بريش مستوية، ووشيعة بأنابيب مريشة بريش مرصصة.

- تأثير معدل تدفق الهواء:

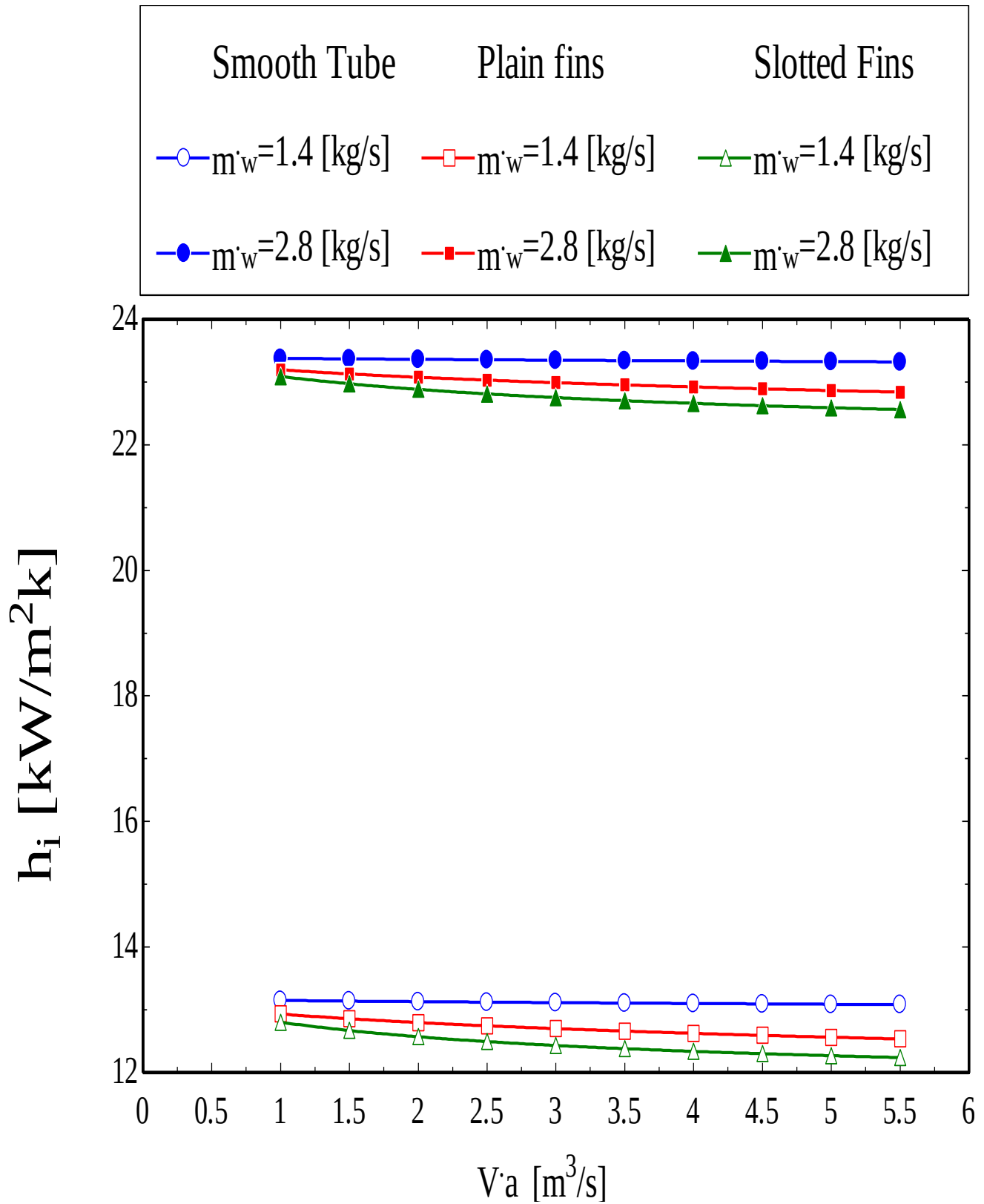
نلاحظ من الأشكال أن زيادة معدل تدفق الهواء تؤدي إلى زيادة معامل انتقال الحرارة من جهة الهواء بينما تأثيره ضئيل على معامل انتقال الحرارة للماء ضمن الأنابيب، ويعود الفرق بين قيمه وبين الوشائع المختلفة لاختلاف درجة حرارة خروج الماء وبالتالي اختلاف الخصائص الفيزيولوجية، كما نلاحظ أن درجة حرارة خروج كل من الهواء والماء تنخفض بازدياد تدفق الهواء كما نلاحظ أنه للوشيعة الملساء فإن تغير درجة حرارة خروج الماء ضئيل وذلك لانخفاض قيمة الحمل الحراري، أيضاً يزداد الحمل الحراري بزيادة معدل تدفق الهواء، بينما تنخفض فعالية المبادل. يفسر انخفاض فعالية المبادل بزيادة معدل تدفق الهواء أن قيمة $m.C_p$ للهواء أصغر منها للماء، بالتالي فإن قيمة $(m.C_p)_{min}$ في علاقة فعالية المبادل تعوض بقيمتها للهواء. بزيادة معدل تدفق الهواء عند درجة حرارة محددة لدخول كل من الماء والهواء فإن الحمل الحراري الأعظمي يزداد بزيادة أكبر من ازدياد الحمل الحراري Q_t .

تأثير معدل تدفق الماء:

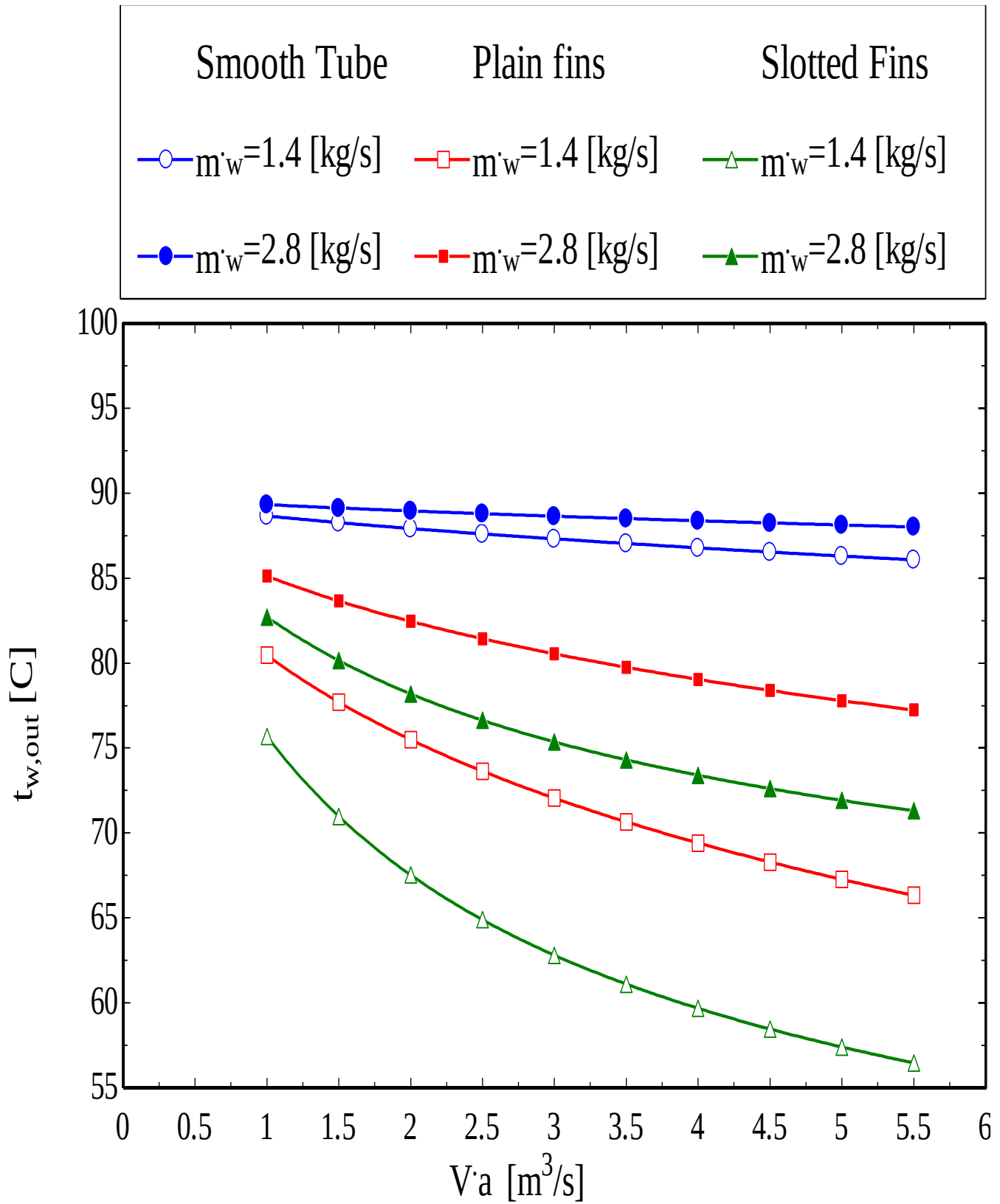
كما نلاحظ من الأشكال فإن لمعدل تدفق الماء تأثيراً ضئيلاً على أداء الوشيعة، وتؤدي زيادته إلى زيادة معامل انتقال الحرارة للماء، وتنخفض درجة حرارة خروج كل من الماء والهواء كما يزداد الحمل الحراري وفعاليته.



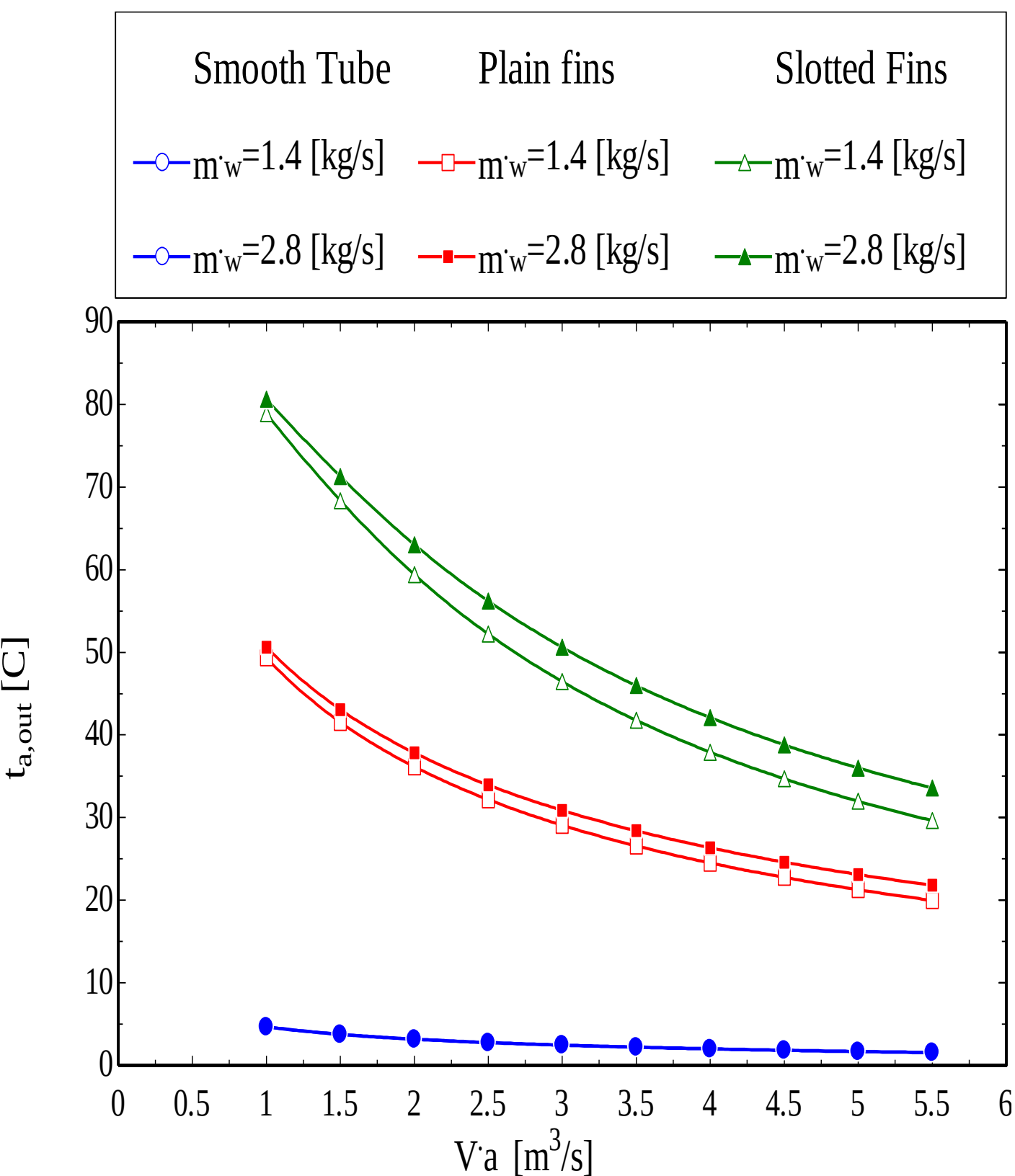
الشكل 2 – 11 مقارنة معامل انتقال الحرارة للهواء لوشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء



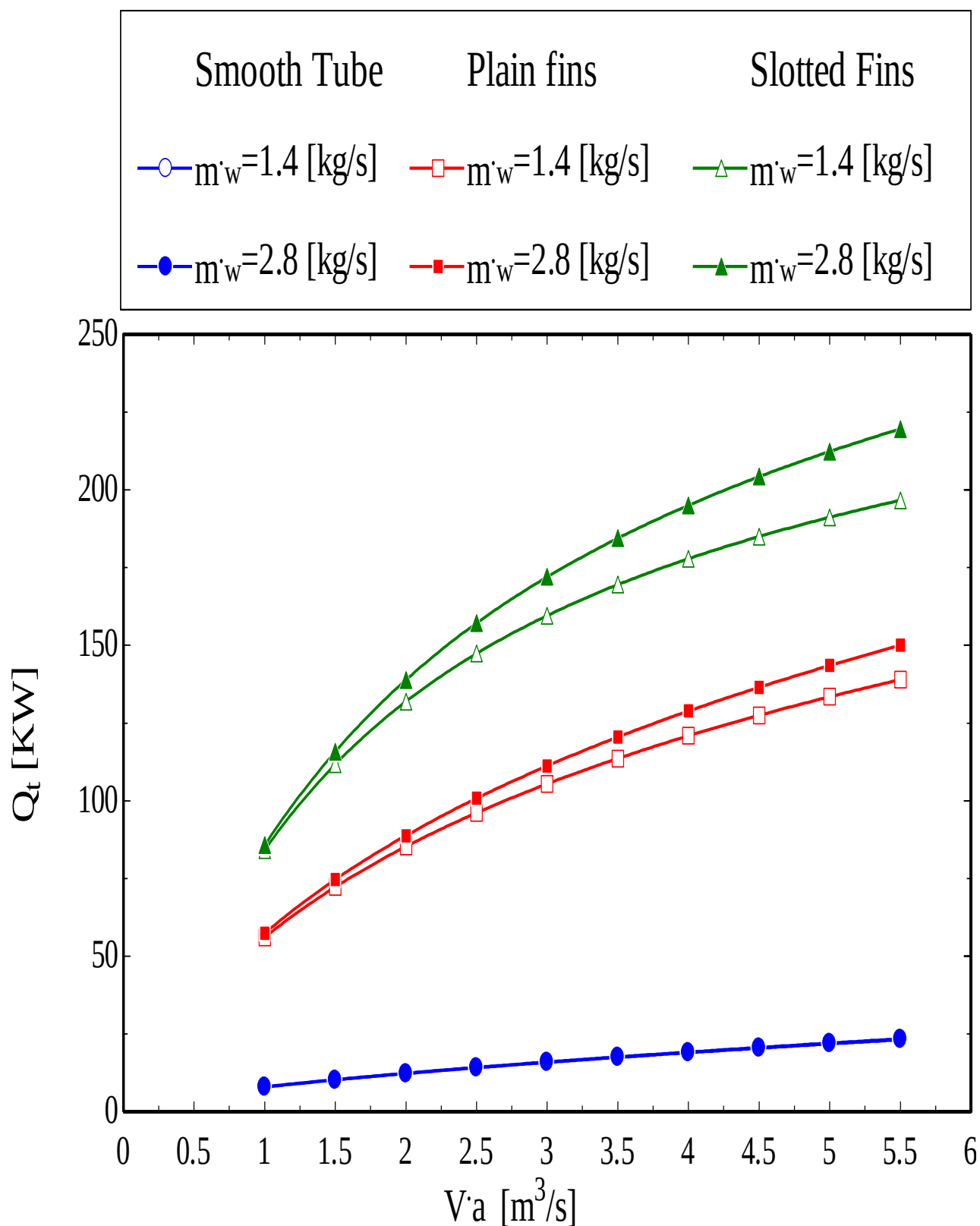
الشكل 2 – 12 مقارنة معامل انتقال الحرارة للماء لوشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء



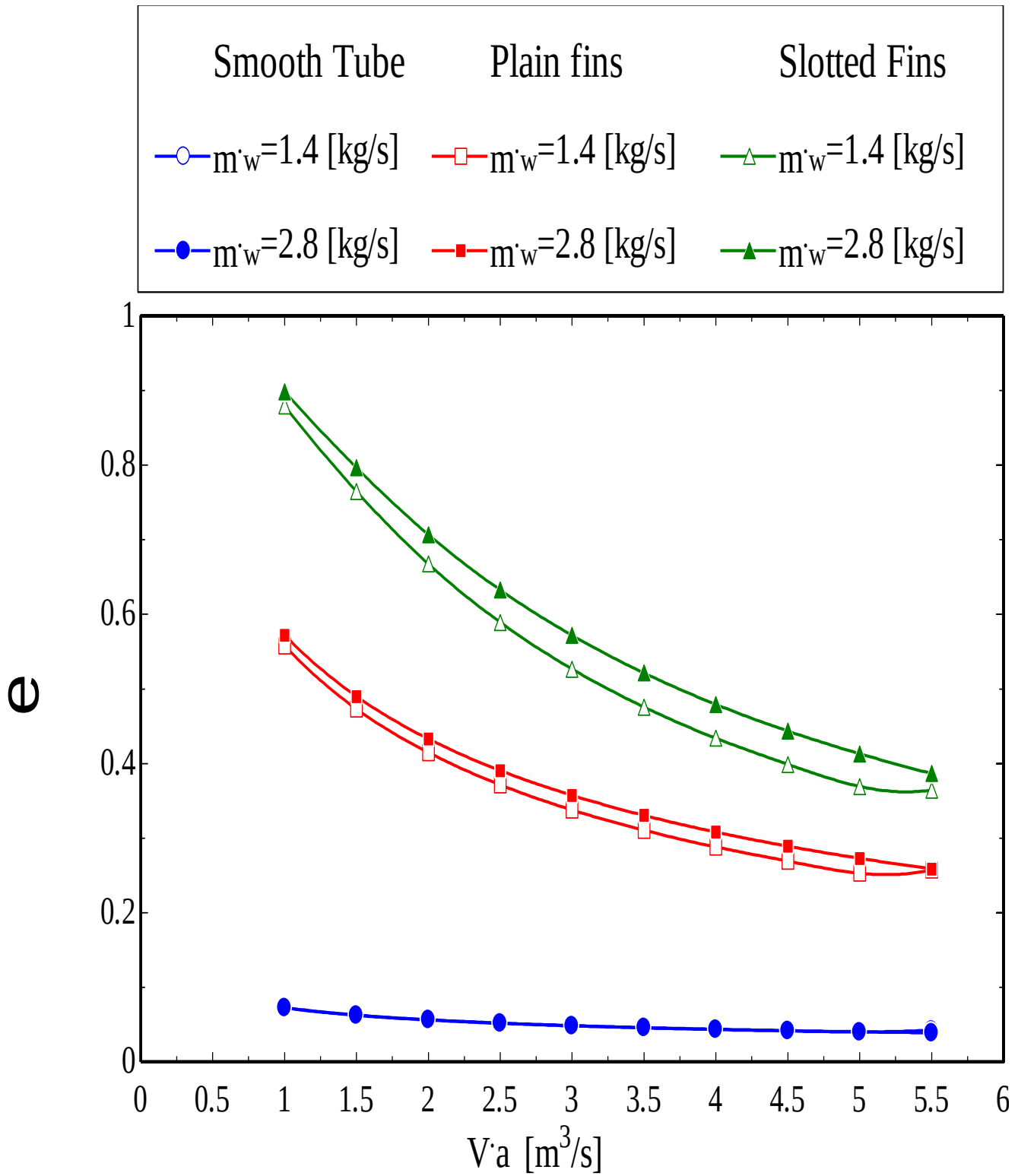
الشكل 2 - 13 مقارنة درجة حرارة خروج الماء من وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء



الشكل 2-14 مقارنة درجة حرارة خروج الهواء من وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء.



الشكل 2 – 15 مقارنة حمل وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء



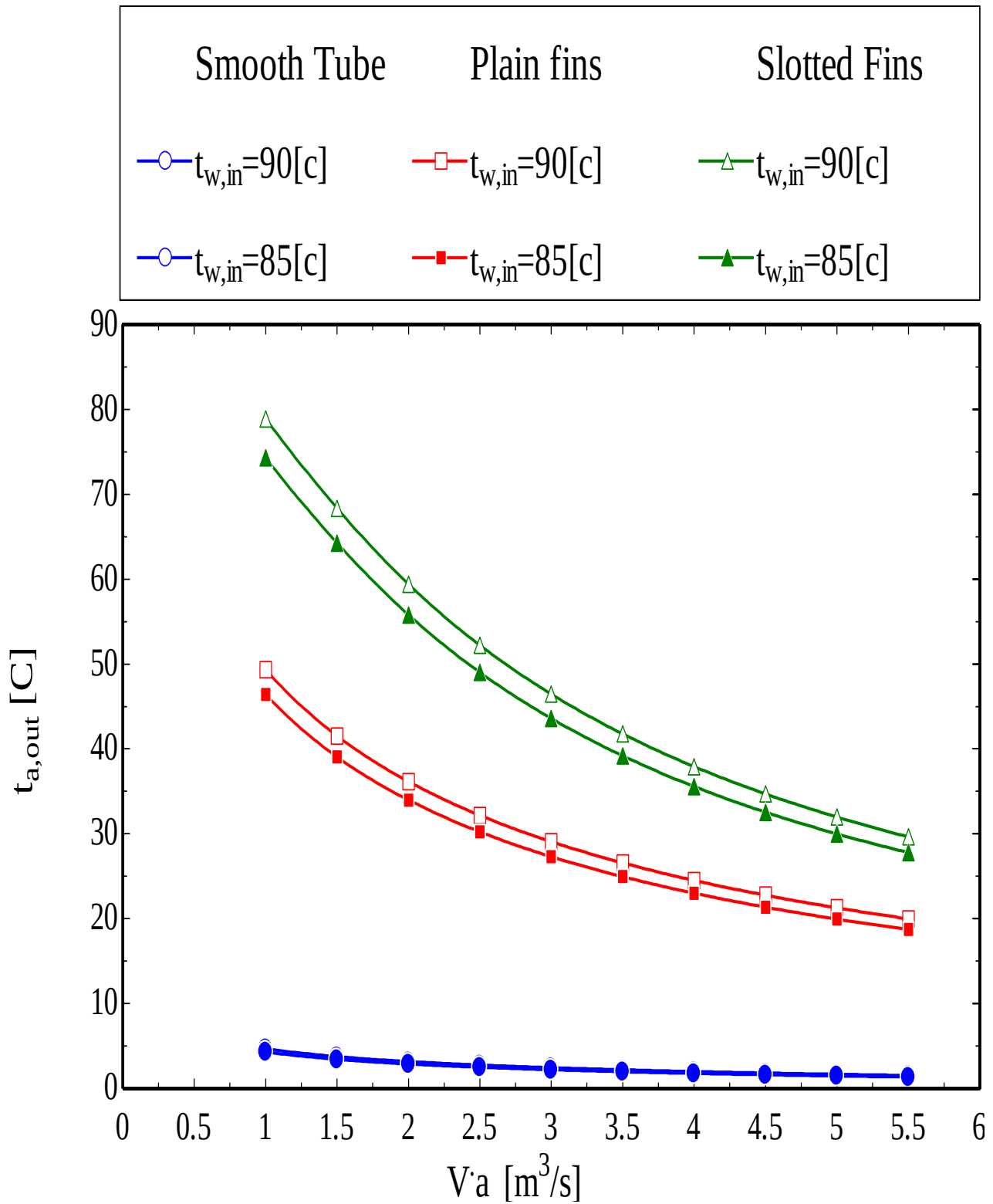
الشكل 2 - 16 مقارنة فعالية وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء والماء

تأثير درجة حرارة دخول الماء:

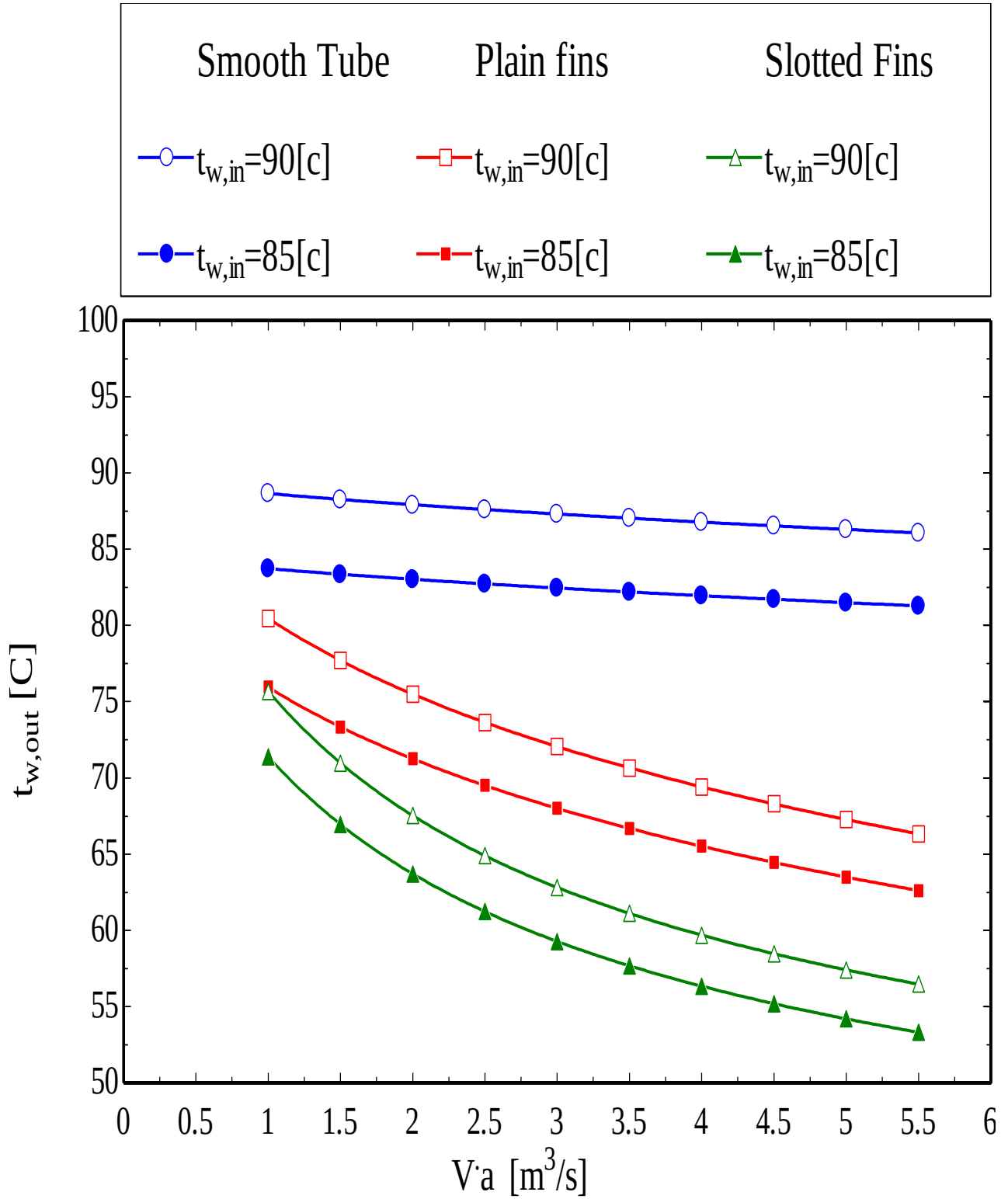
توضح الأشكال (2 - 15 ÷ 18) تأثير تغير درجة حرارة دخول الماء على درجتي حرارة خروج الماء والهواء وحمل وشيعة التسخين وفعالية التبادل الحراري وذلك لوشية بأنايب ملساء ووشية بأنايب مريشة بريش مستوية، ووشية بأنايب مريشة بريش مرصصة. درسنا رياضياً تأثير درجة حرارة دخول الماء (85°C و 90 °C) على أداء المبادل الحراري، يؤدي انخفاض درجة حرارة دخول الماء إلى انخفاض درجة حرارة خروج كل من الهواء والماء عند نفس قيمة تدفق الهواء، وينخفض حمل المبادل الحراري أما تأثيرها على فعالية المبادل فهو ضئيل جداً.

تأثير درجة حرارة دخول الهواء:

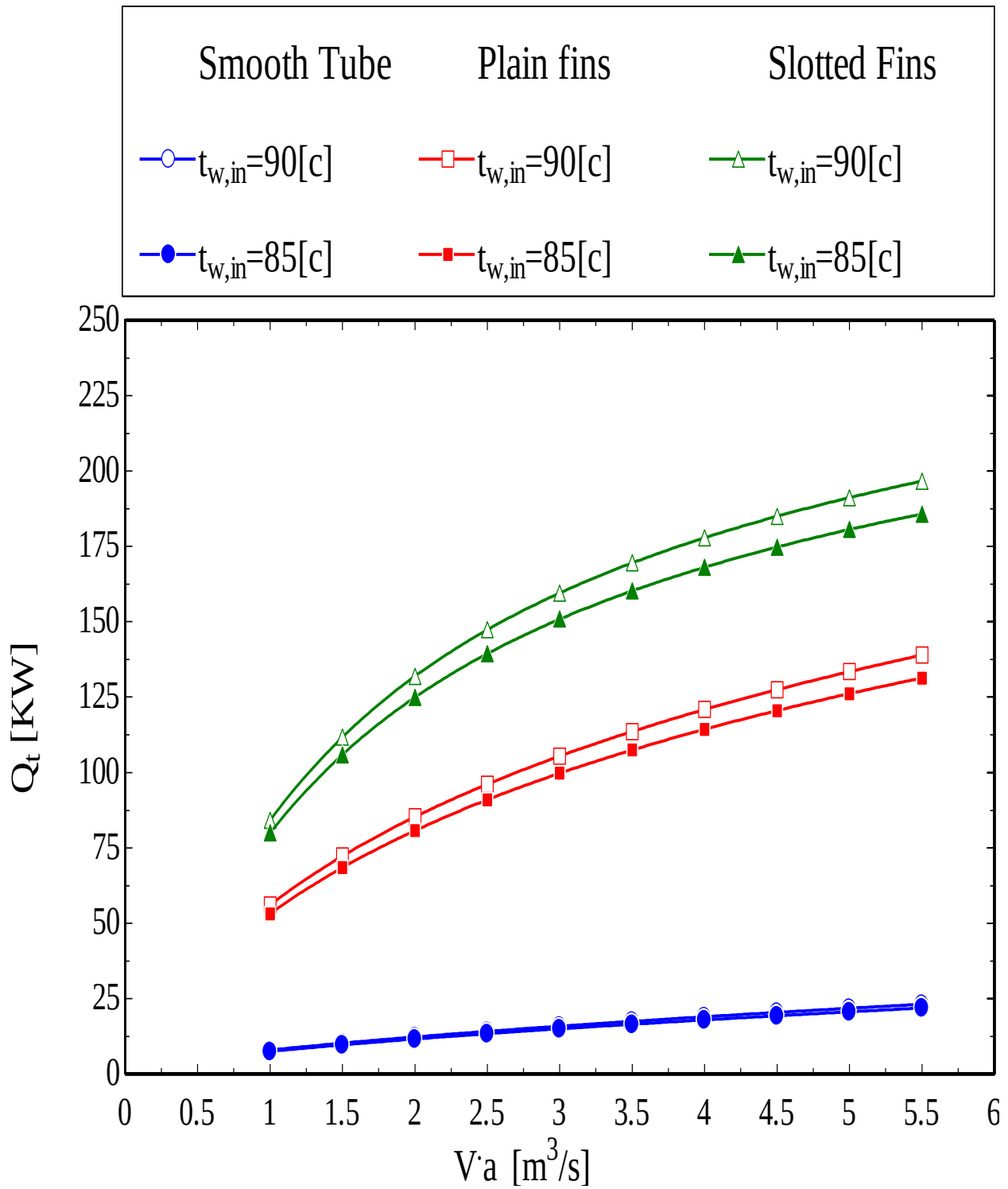
توضح الأشكال (2 - 19 ÷ 22) تأثير تغير درجة حرارة دخول الهواء على درجتي حرارة خروج الماء والهواء وحمل وشيعة التسخين وفعالية التبادل الحراري وذلك لوشية بأنايب ملساء ووشية بأنايب مريشة بريش مستوية، ووشية بأنايب مريشة بريش مرصصة. درسنا رياضياً تأثير درجة حرارة دخول الهواء (2°C - و 2°C +) على أداء المبادل الحراري، نلاحظ من الأشكال أن زيادة درجة حرارة دخول الهواء يؤدي لزيادة درجة حرارة خروج كل من الماء والهواء وينخفض الحمل الحراري للمبادل أما تأثيرها على فعالية المبادل فهو ضئيل جداً



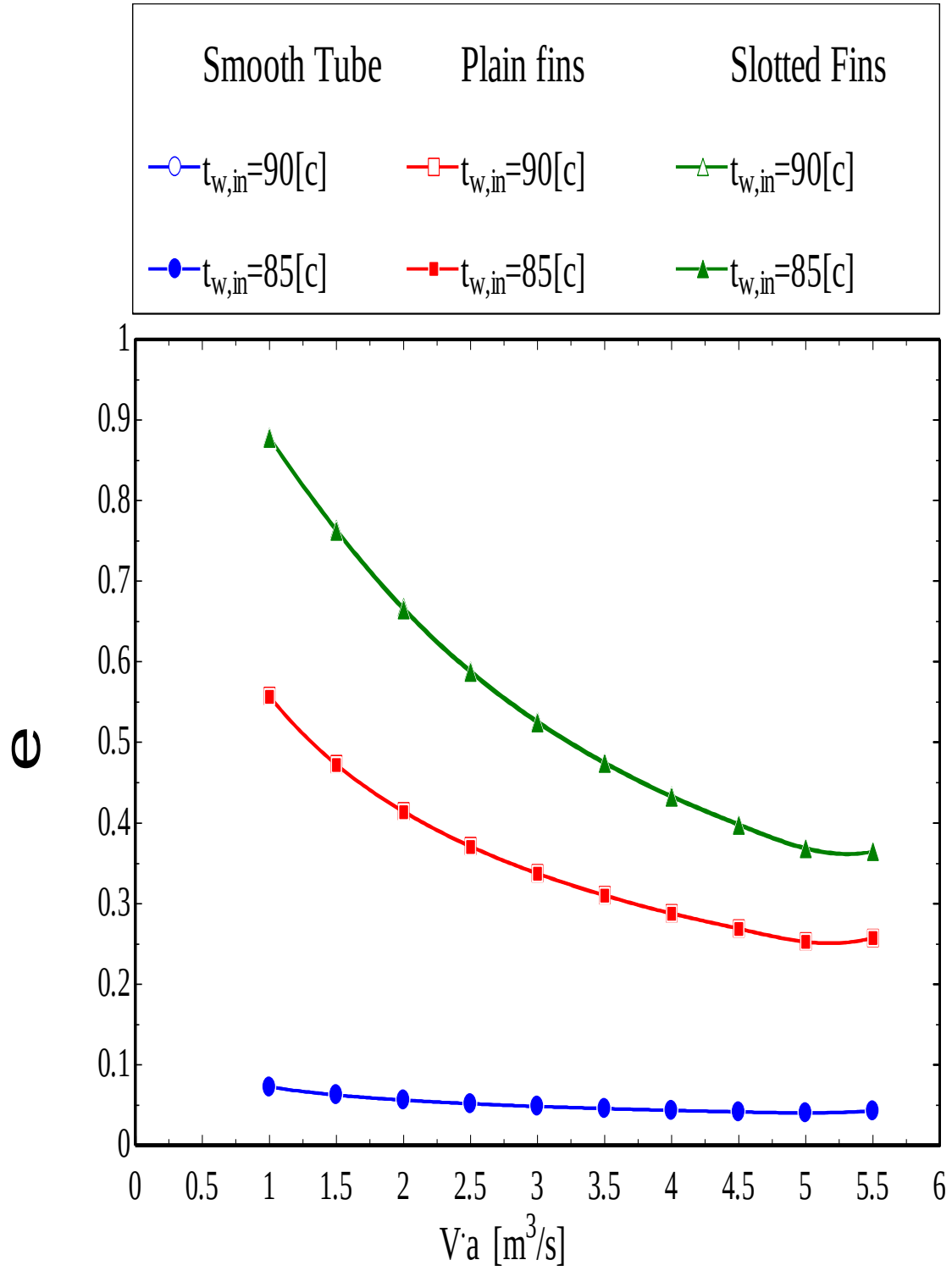
الشكل 2 - 17 مقارنة درجة حرارة خروج الهواء مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الماء



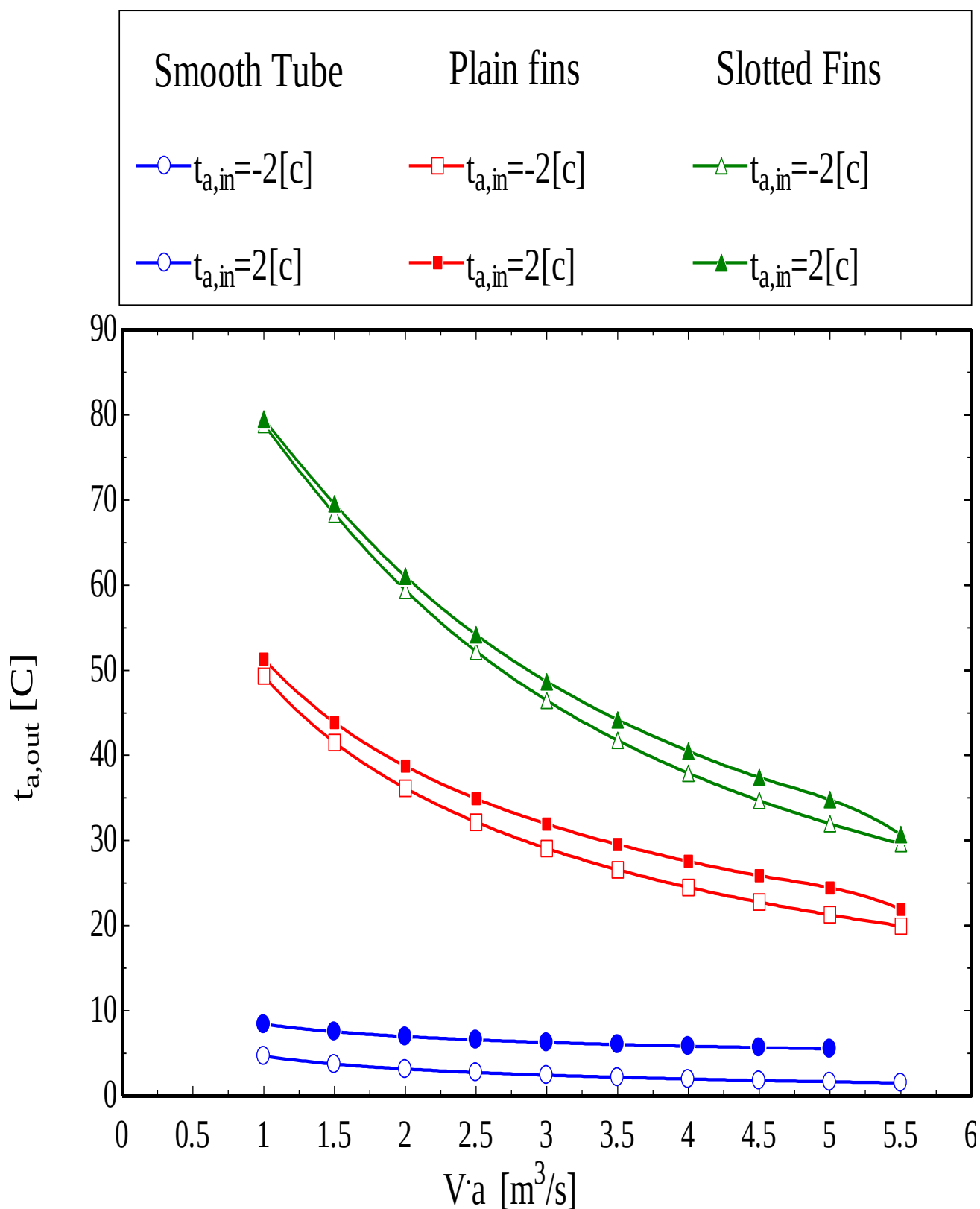
الشكل 2 - 18 مقارنة درجة حرارة خروج الماء مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الماء



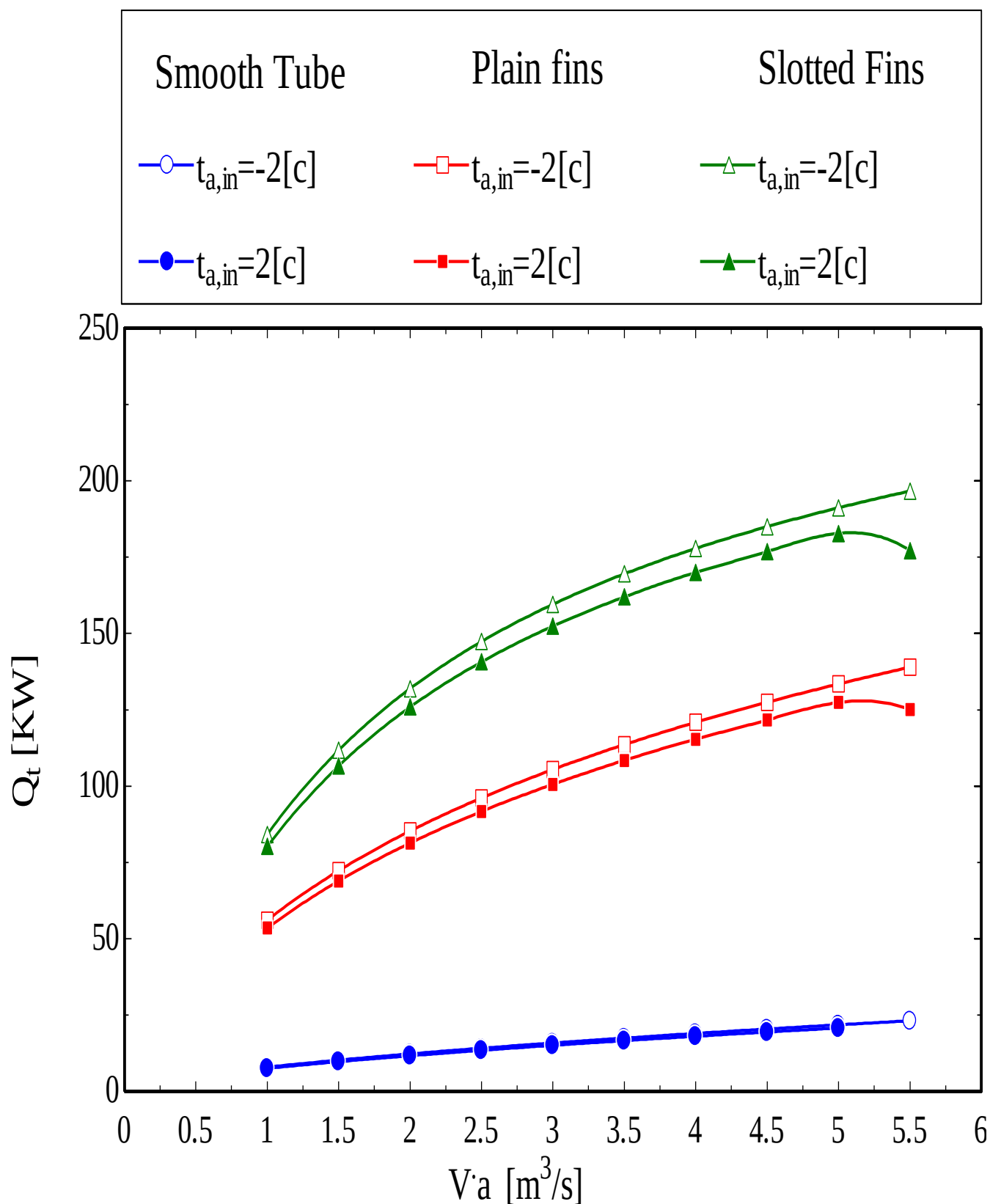
الشكل 2 - 19 مقارنة حمل وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الماء



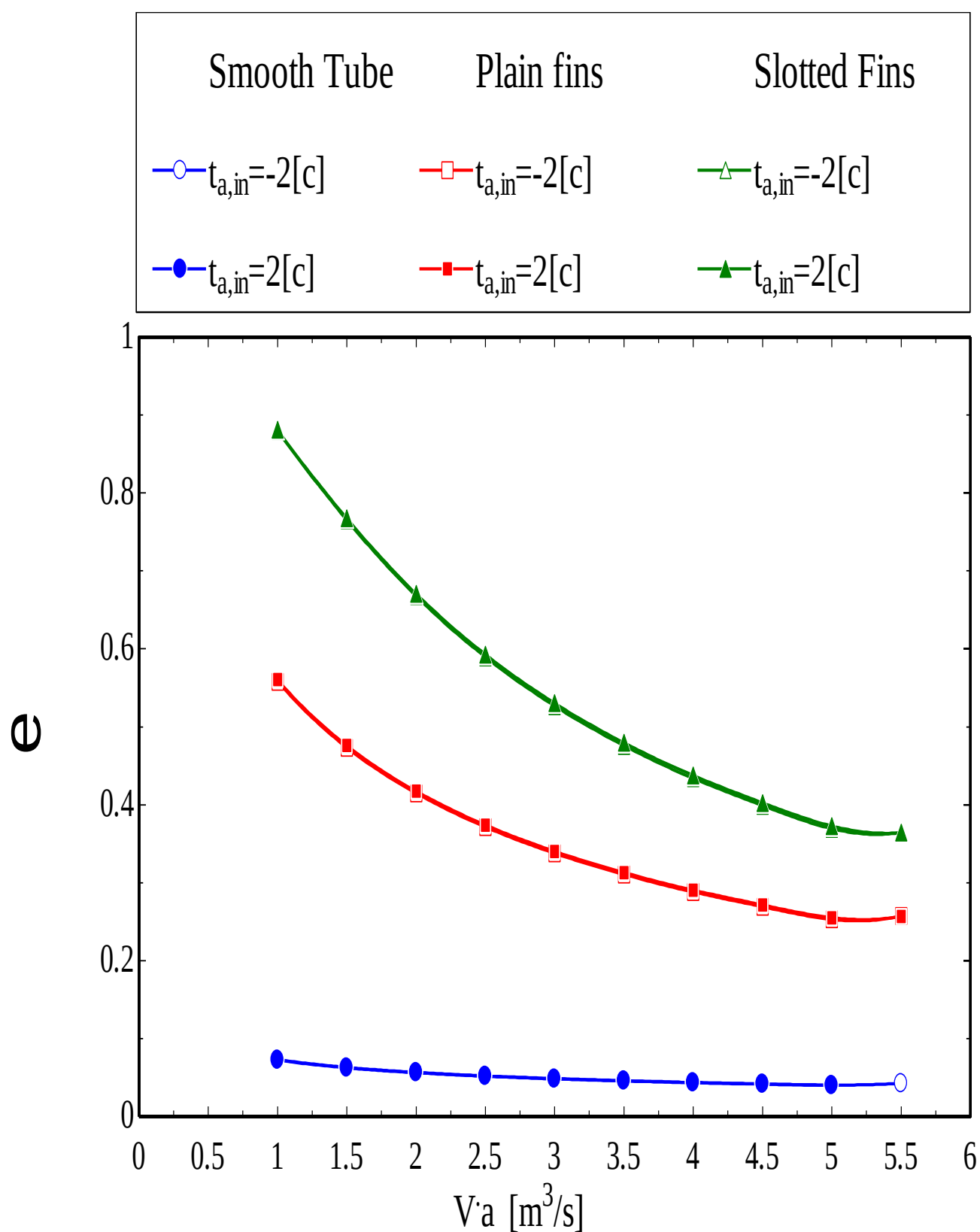
الشكل 20 – مقارنة فعالية وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الماء



الشكل 2 - 21 مقارنة درجة حرارة خروج الهواء مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الهواء



الشكل 2 – 22 مقارنة حمل وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الهواء



الشكل 2 – 23 مقارنة فعالية وشائع التسخين مع تغير كل من تدفق الهواء ودرجة حرارة دخول الهواء

الفصل الثالث

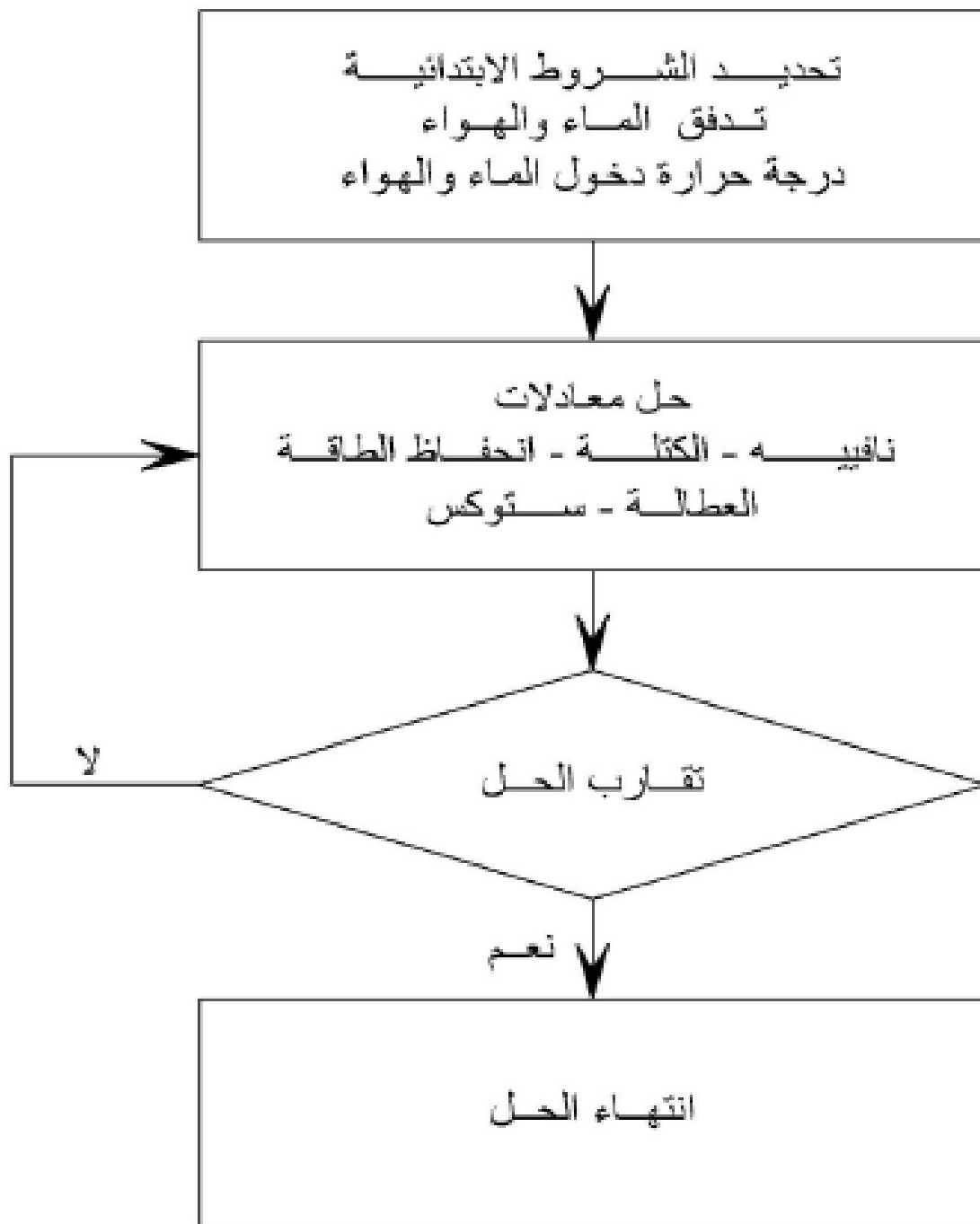
نمذجة ومحاكاة عمل وشائع التسخين

(Modeling, Working machine and heating coils)

تمهيد:

تمثل مرحلة المحاكاة الحاسوبية مرحلة وسيطية بين الدراسة النظرية (الحل التحليلي) من جهة والإجراء التجريبي من جهة أخرى، تكمن ميزات هذه البرامج بإمكانية دراسة تأثير كل بارامتر دراسة مستقلة ومستقرة، ودراسة تأثير بارامترات يصعب دراستها تحليلياً أو تجريبياً، وتحديد الحالة الأنسب للدراسة قبل الشروع بالتصنيع بالتالي توفير في الجهد والوقت والمال [57].

تجدر الإشارة إلى أن النتائج التي نحصل عليها من هذه المحاكاة هي نتائج تقريبية وذلك لأن برامج المحاكاة تعتمد الطرق العددية للوصول إلى الحل، بالمقابل فإن هذه النتائج التقريبية يمكن أن تصل إلى حد التطابق مع النتائج الحقيقية، وهذا يعتمد على درجة تعقيد المسألة المطروحة.



الشكل (1-3) المخطط الانسيابي للعمل على برنامج ANSYS

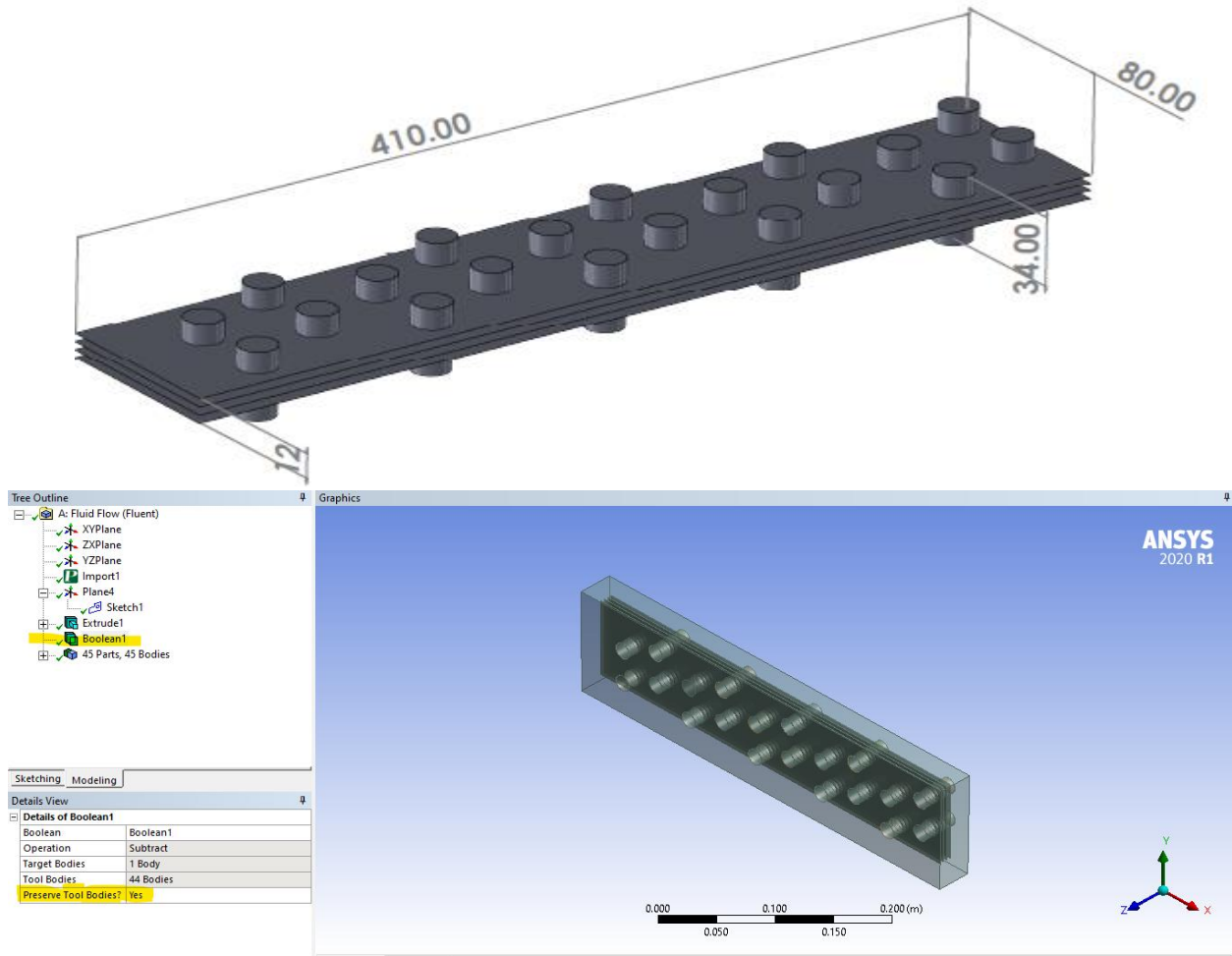
1-3 نمذجة مبادل حراري صفائحي باستخدام Ansys Workbench :

درس مبادل حراري صفائحي باستخدام سولفر fluent الملحق ببرنامج Ansys وفق الخطوات

التالية:

1-1-3 مرحلة الشكل الهندسي :

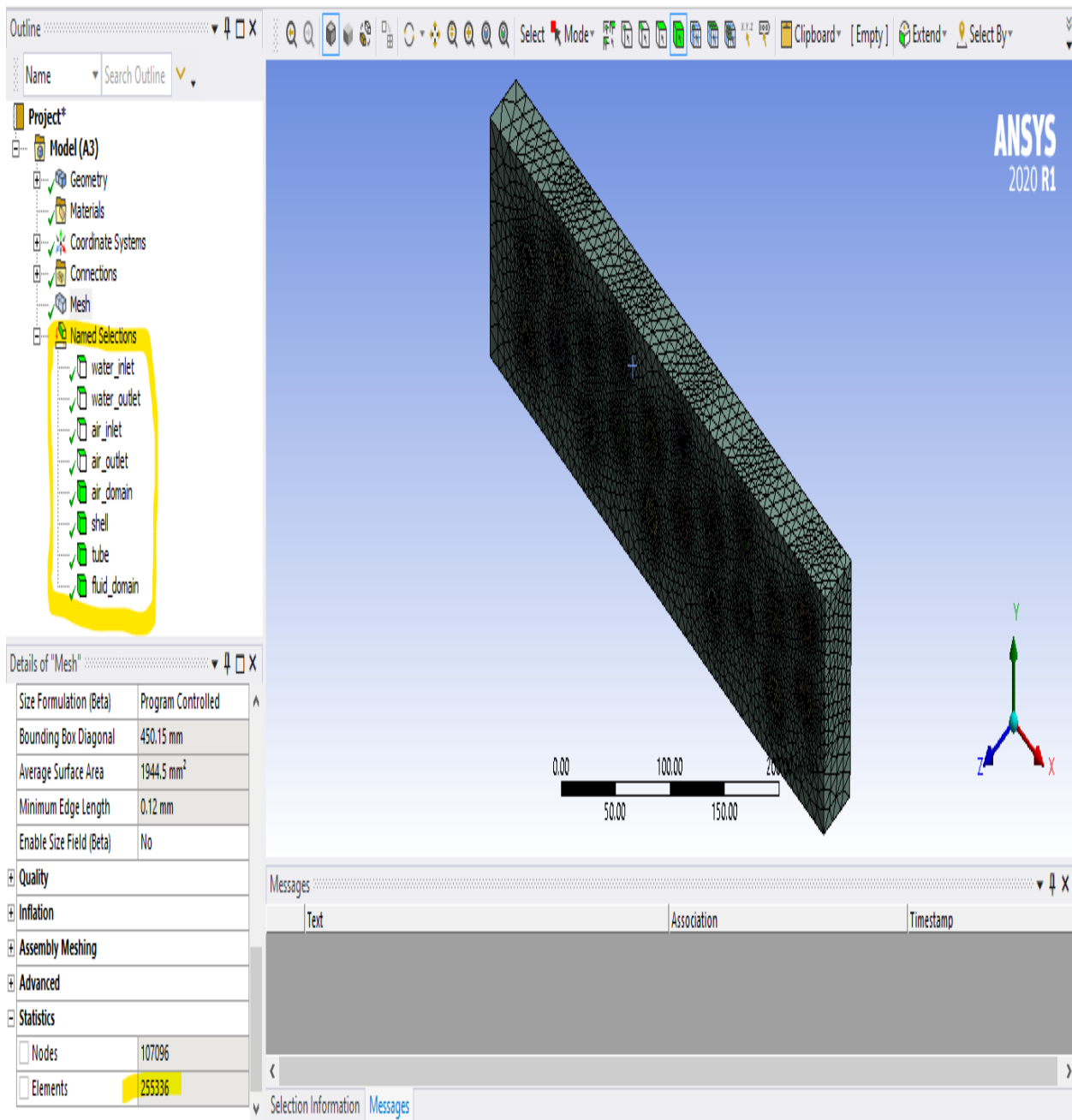
رسم نموذج المبادل الصفائحي باستخدام برنامج solid works وحفظه بلاحقة Para solid واستيراده على برنامج design modeler الملحق ببرنامج Ansys حيث رسم مجال الهواء المحيط (outer domain) وربطه مع نموذج المبادل باستخدام تعليمة Boolean من خلال عملية subtract مع المحافظة على النموذج الأصلي.



الشكل (2-3) نموذج المبادل الصفائحي في برنامج design modeler

2-1-3 مرحلة تقسيم النموذج الى شبكة عناصر منتهية:

استخدم نوعان من العناصر وهي tetrahedron و hex dominant وذلك بسبب الشكل المعقد للنموذج وبلغ عدد العناصر 255336 عنصراً [60]، وفي هذه المرحلة أيضاً حددت مناطق الشروط الحدية (named selection) وهي water inlet, water outlet, air inlet, Air outlet, air domain, fluid domain, tube, shell

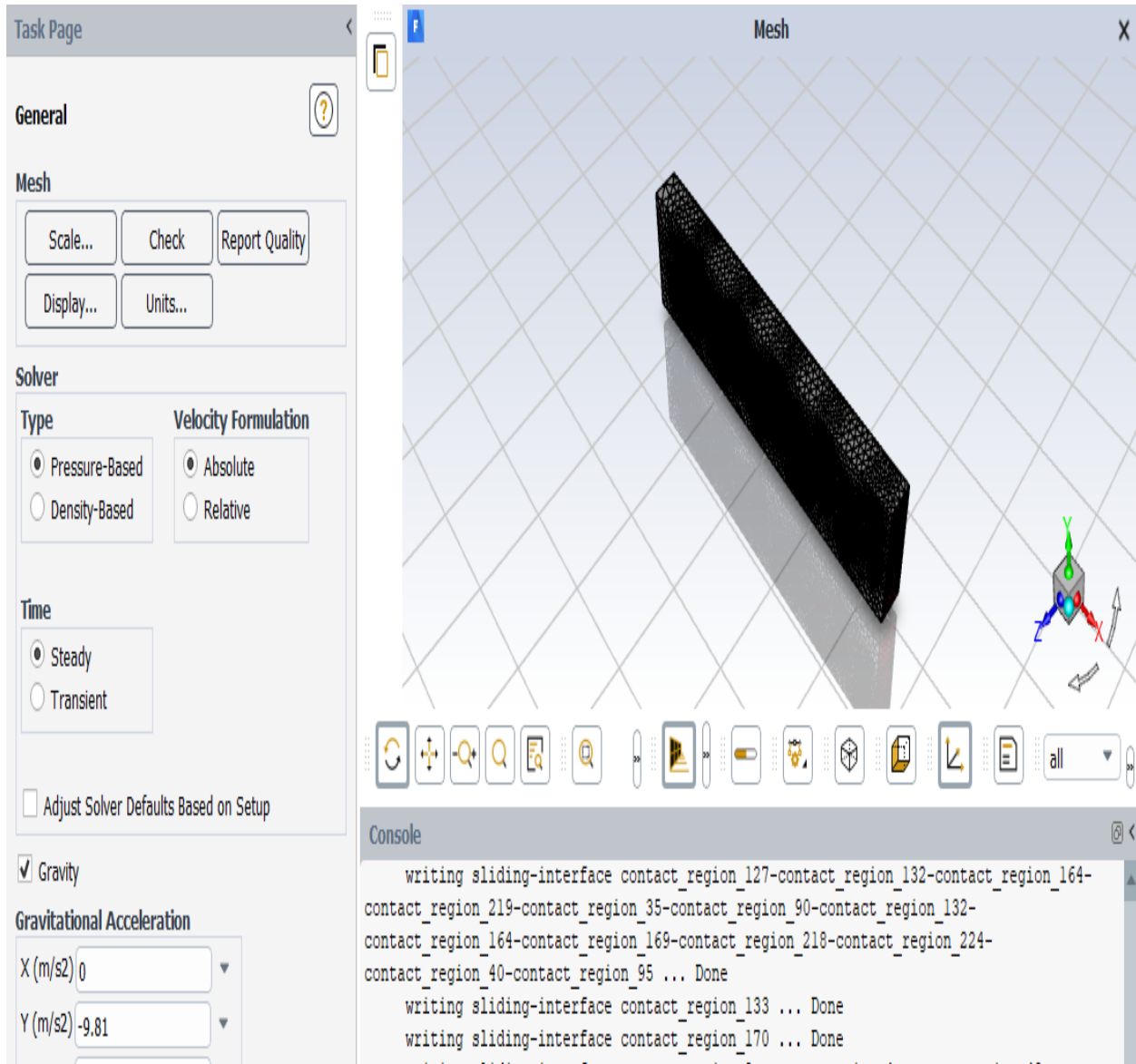


الشكل (2-3) شبكة العناصر المنتهية

3-1-3 مرحلة ضبط الإعدادات ووضع الشروط الحدية:

في البداية اختير نوع سولفر الحل pressure based ومعادلة السرعة مطلقة ونوع المسألة

steady وتفعيل الجاذبية الأرضية [62]:

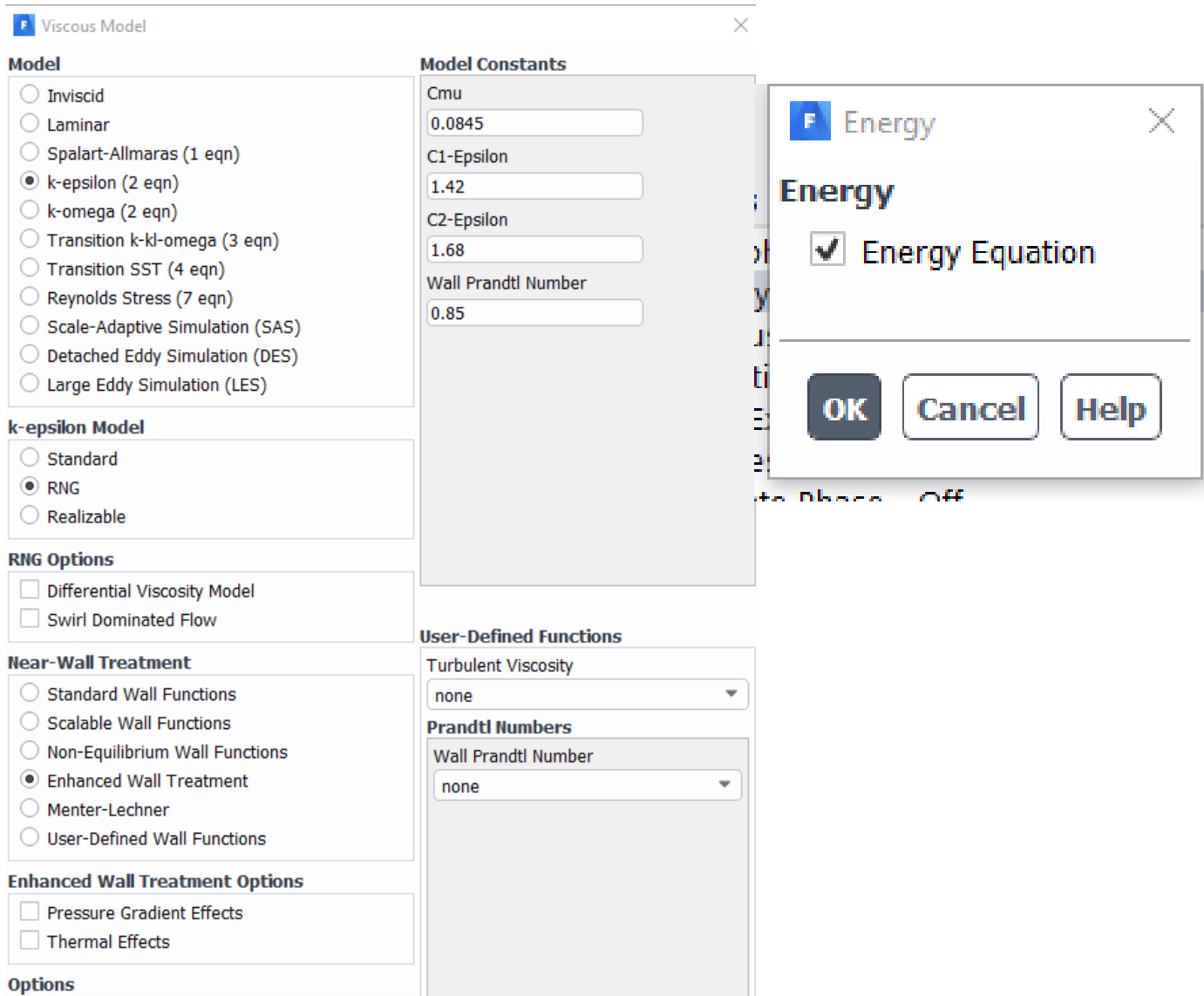


الشكل (3-3) مرحلة ضبط الإعدادات

4-1-3 ضبط الاعدادات العامة:

بعدها فعّلت النماذج الرياضية للحل وفعلت معادلة الطاقة واستخدام نموذج K-epsilon – RNG-

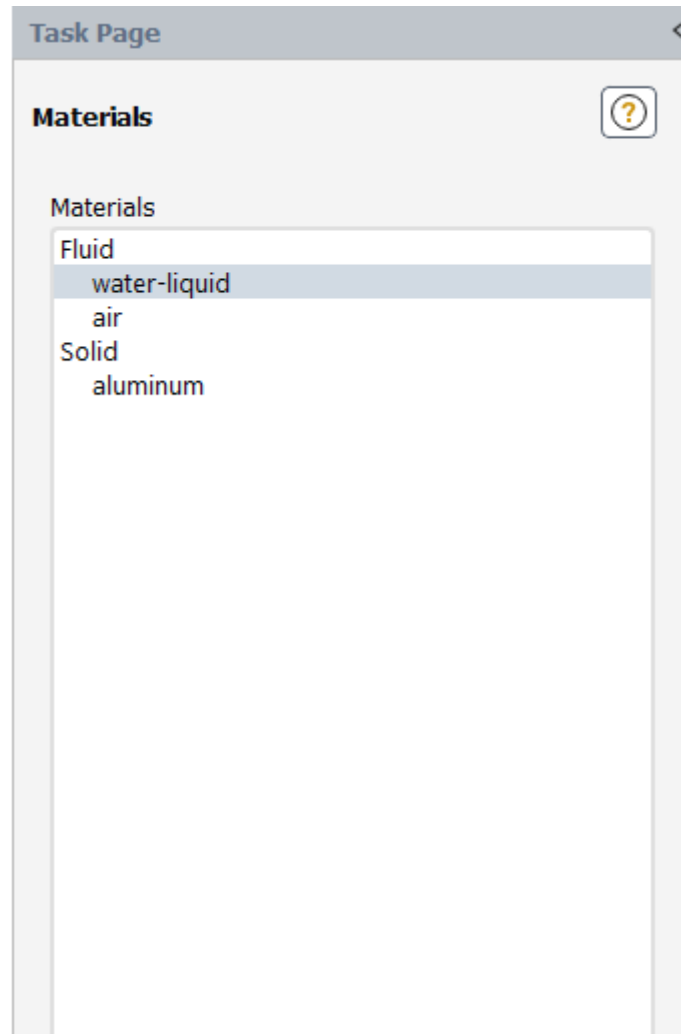
enhanced wall treatment [64]:



الشكل (4-3) مرحلة تفعيل المعادلات اللازمة لحل النموذج المقترح

5-1-3 مرحلة تعريف المواد المستخدمة :

بعدها عرفت المواد المستخدمة للدراسة واستخدمت الهواء والماء مواد سائلة والألمنيوم للشرائح والأنابيب مادة صلبة [59]:



الشكل (5-3) تعريف المواد المستخدمة

بعدها ربطت كل منطقة بالمادة الخاصة بها ضمن cell zone

6-1-3 مرحلة ضبط الشروط الحدية :

وضعت الشروط الحدية وهي سرعة دخول الهواء 2.5m/s ودرجة حرارة الهواء 2- والتدفق الكتلي

للماء 1.4 kg/s ودرجة حرارة الماء 90.

Velocity Inlet

Zone Name: air_inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Velocity Specification Method: Magnitude, Normal to Boundary

Reference Frame: Absolute

Velocity Magnitude (m/s): 2.5

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): 0

Turbulence

Specification Method: Intensity and Viscosity Ratio

Turbulent Intensity (%): 5

Turbulent Viscosity Ratio: 10

OK Cancel Help

Mass-Flow Inlet

Zone Name: water_inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Reference Frame: Absolute

Mass Flow Specification Method: Mass Flow Rate

Mass Flow Rate (kg/s): 1.4

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): 0

Direction Specification Method: Normal to Boundary

Turbulence

Specification Method: Intensity and Viscosity Ratio

Turbulent Intensity (%): 5

Turbulent Viscosity Ratio: 10

OK Cancel Help

الشكل (6-3) الشروط الحدية

7-1-3 مرحلة اختيار طريقة الحل :

اختيرت طريقة الحل وفق خوارزمية coupled وضبط الشروط الابتدائية و اجراء الحل [65]:

Task Page

Solution Methods ⓘ

Pressure-Velocity Coupling

Scheme
Coupled ▼

Spatial Discretization

Gradient
Least Squares Cell Based ▼

Pressure
Second Order ▼

Momentum
Second Order Upwind ▼

Turbulent Kinetic Energy
First Order Upwind ▼

Turbulent Dissipation Rate
First Order Upwind ▼

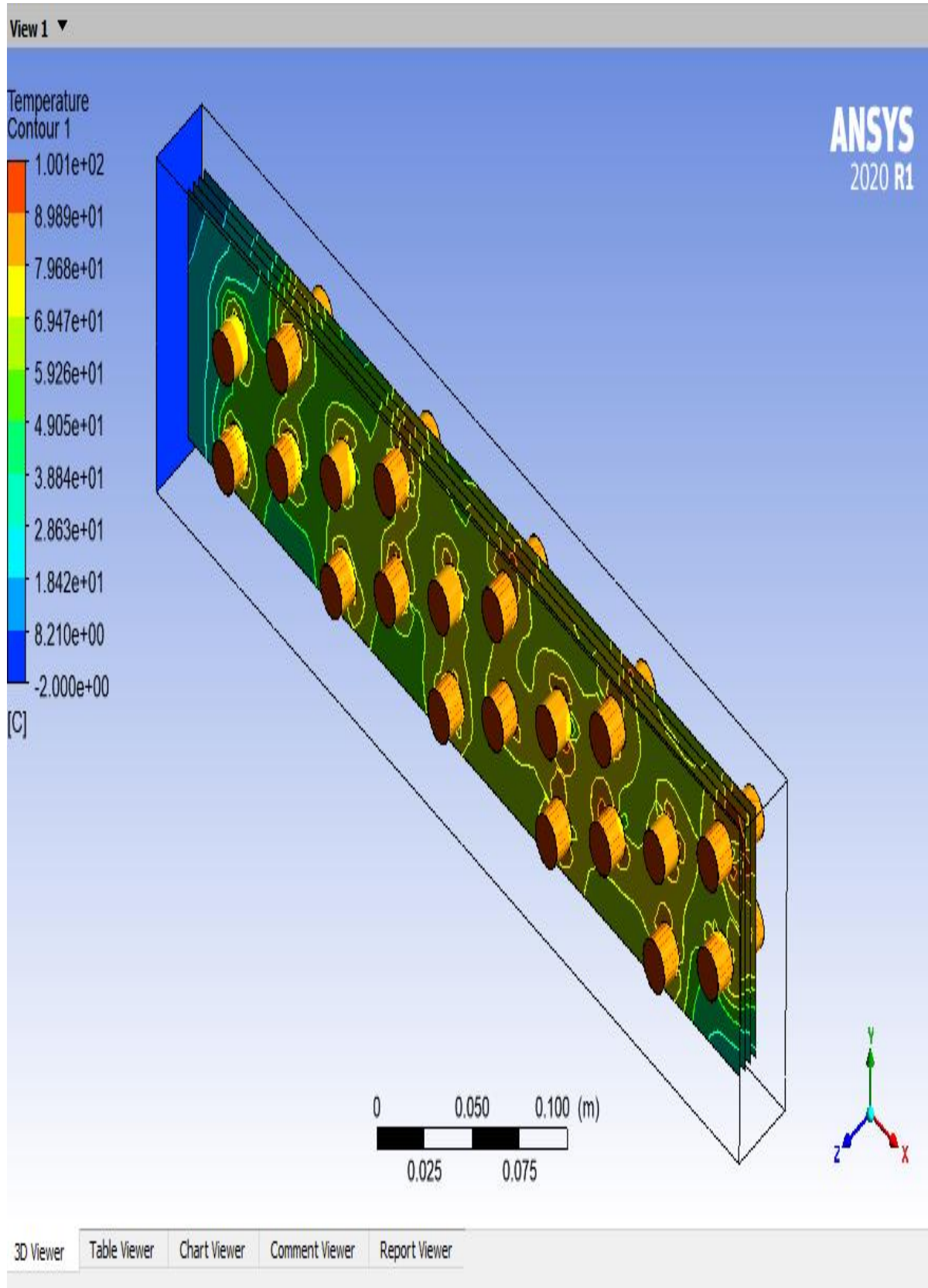
Energy

Transient Formulation
▼

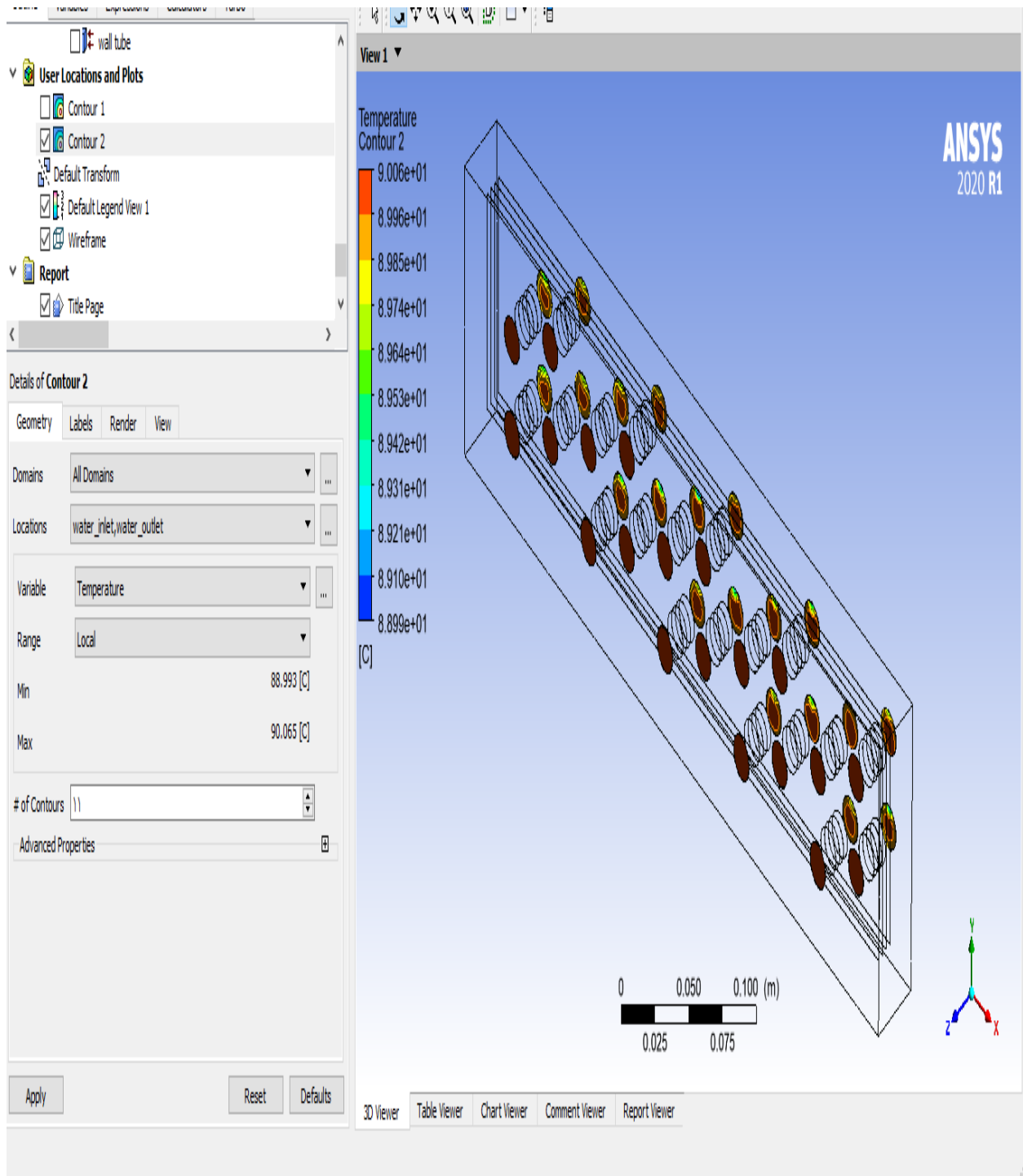
☐ Non-Iterative Time Advancement

☐ Frozen Flux Formulation

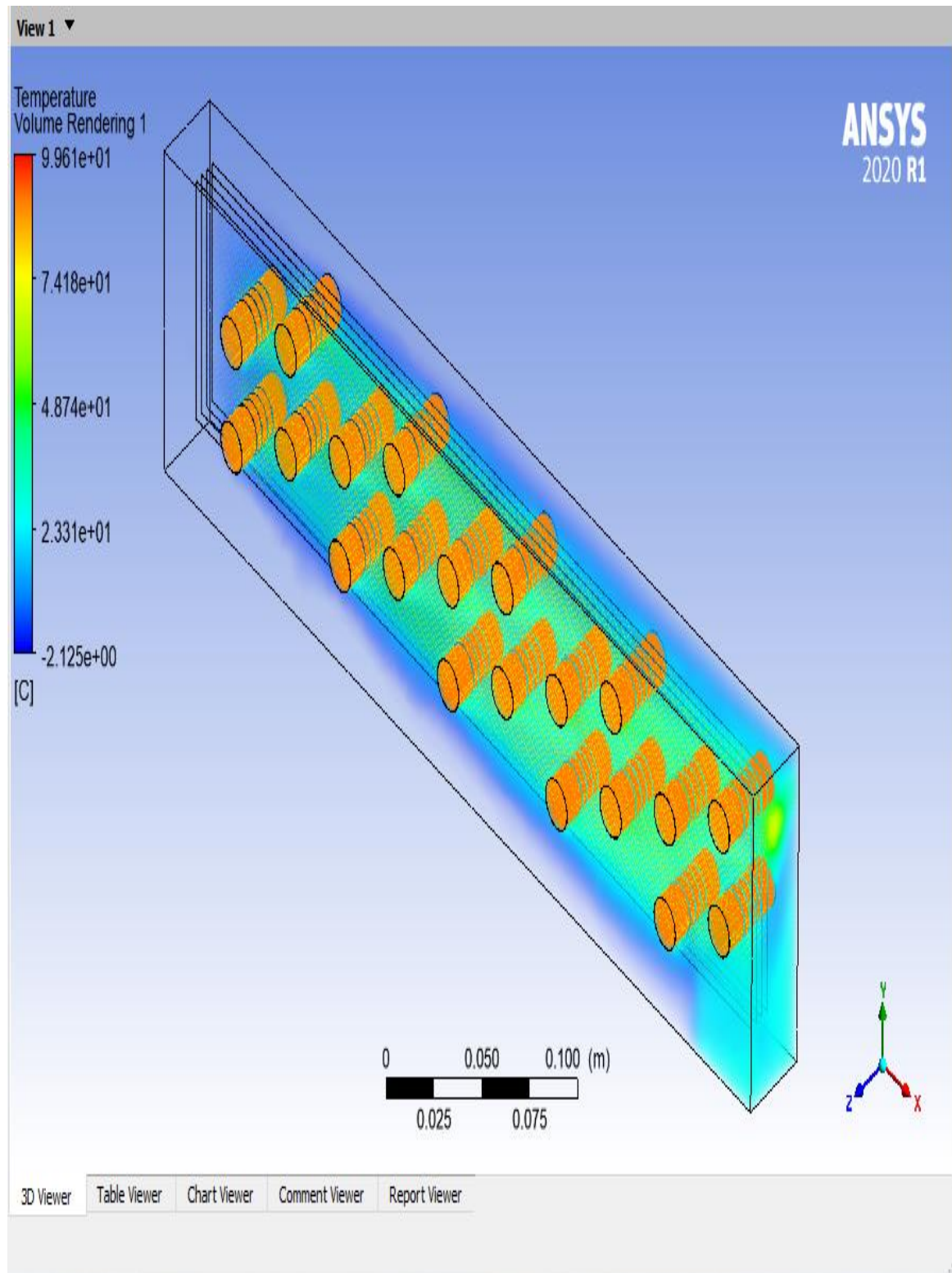
الشكل (7-3) اختيار طريقة الحل



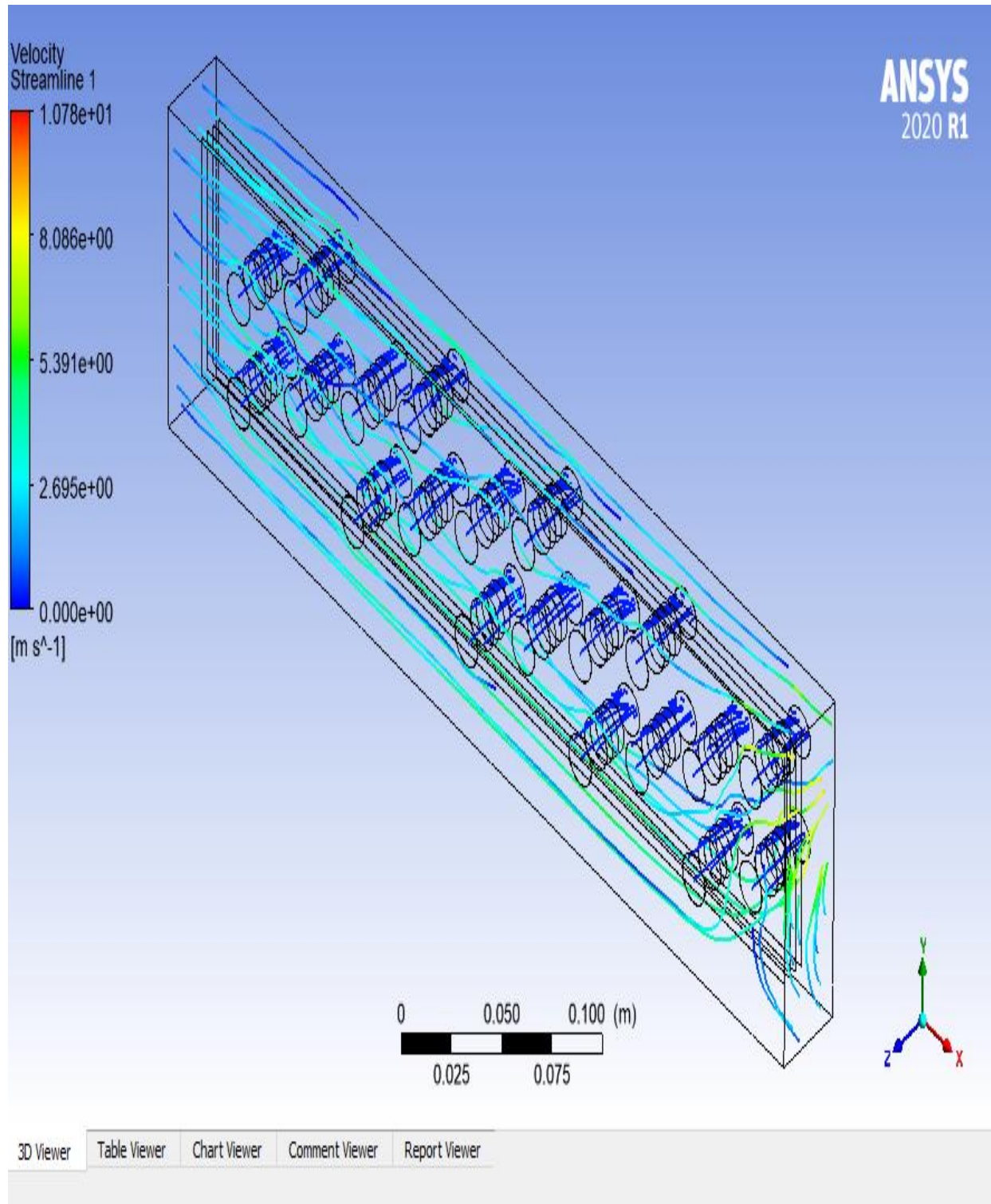
الشكل (8-3) درجة حرارة دخول الهواء وخروج الهواء للشروط الحدية الأولى



الشكل (9-3) درجة حرارة دخول الماء وخروج الماء للشروط الحدية الأولى



الشكل (10-3) توزيع درجة الحرارة على المبادل للشروط الحدية الأولى



الشكل (3-11) خطوط السرعة للشروط الحدية الأولى

Function Calculator

Location: ...

Case:

Variable:

Results

Area Average of Temperature on air_outlet

300.638 [K]

☒ Clear previous results on calculate

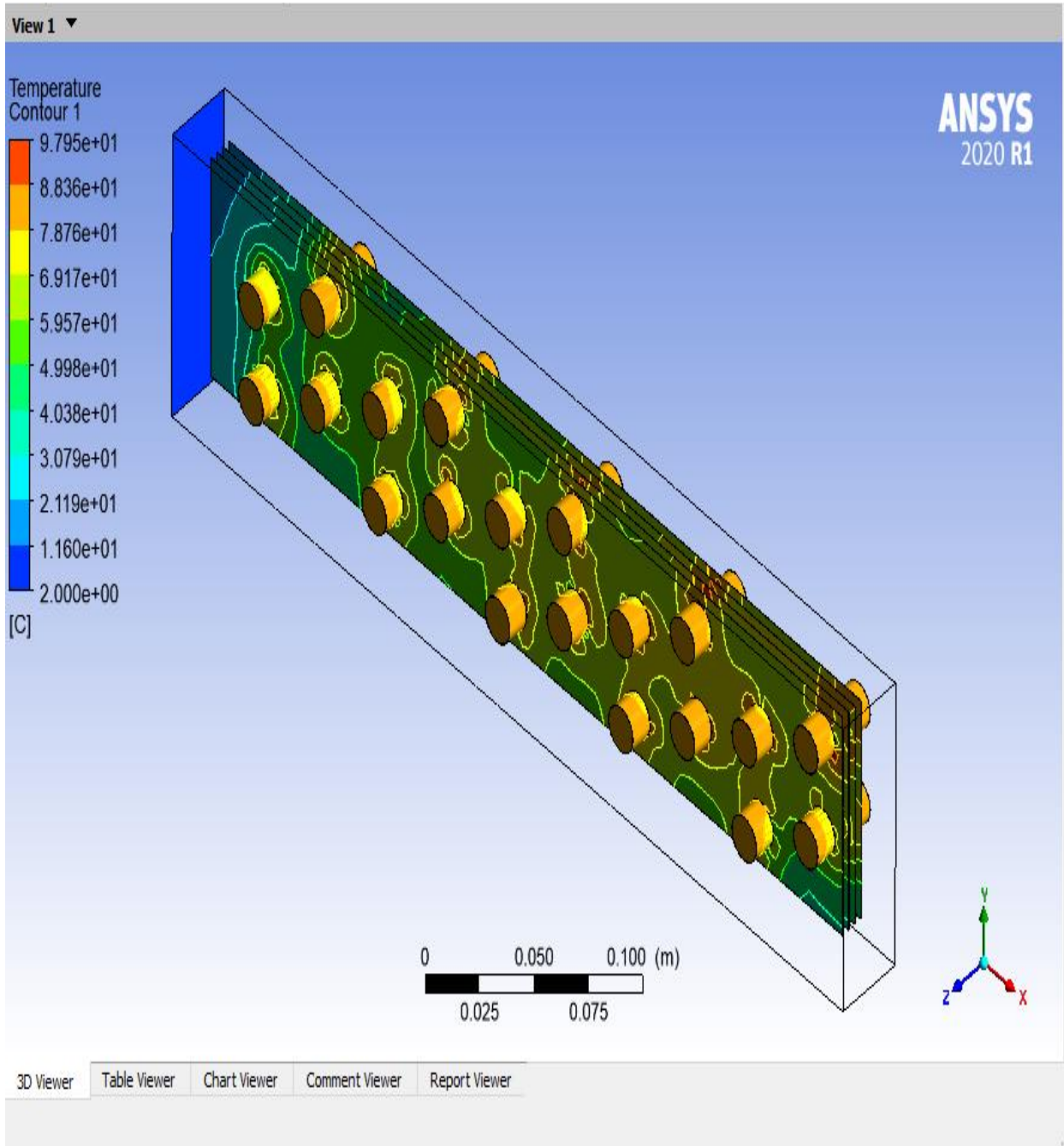
☐ Show equivalent expression

الشكل (3-12) درجة حرارة خروج الهواء للشروط الحدية الأولى

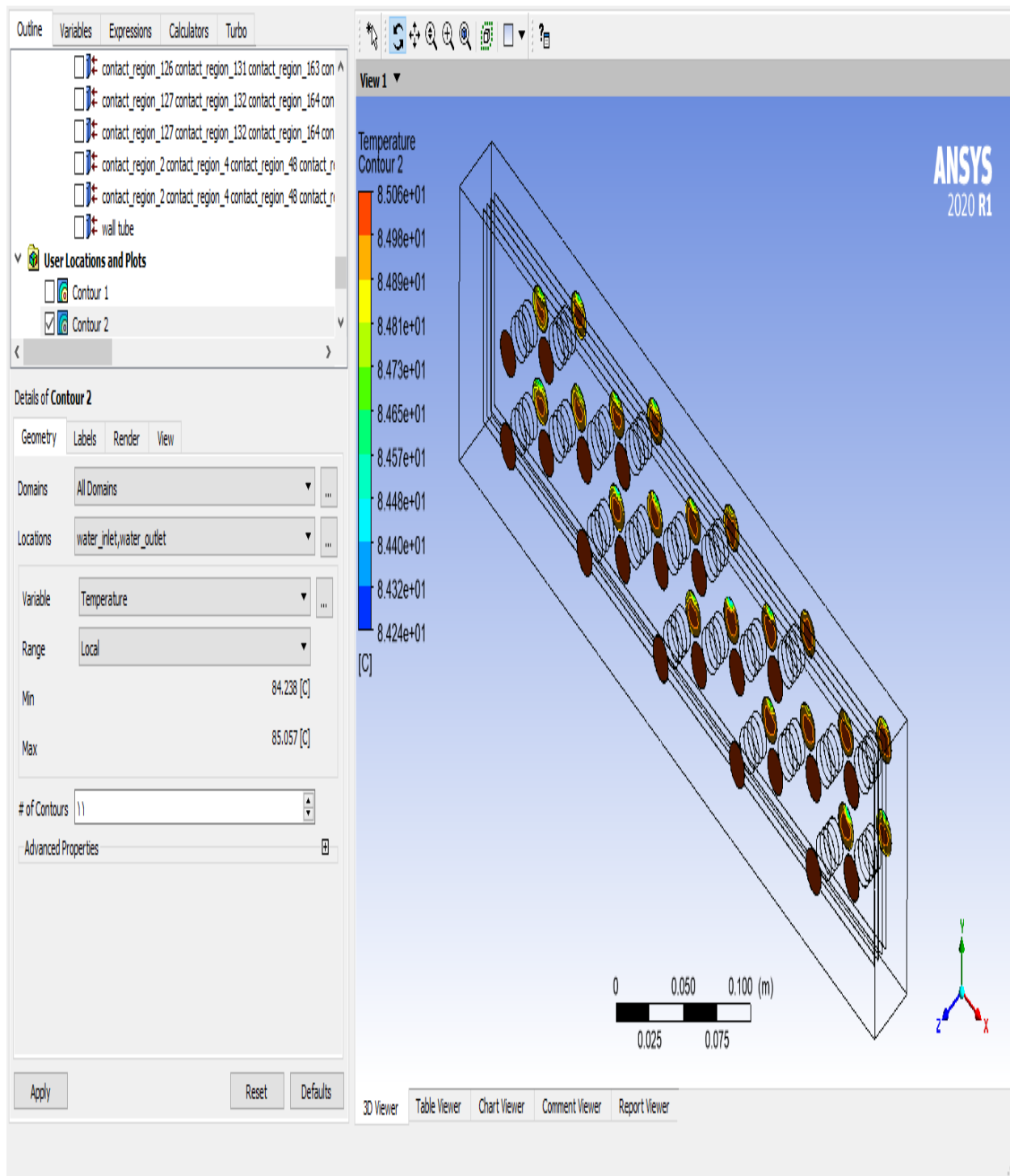
ازدادت درجة حرارة خروج الهواء الى 27.488 c

2-3 شروط حدية ثانية:

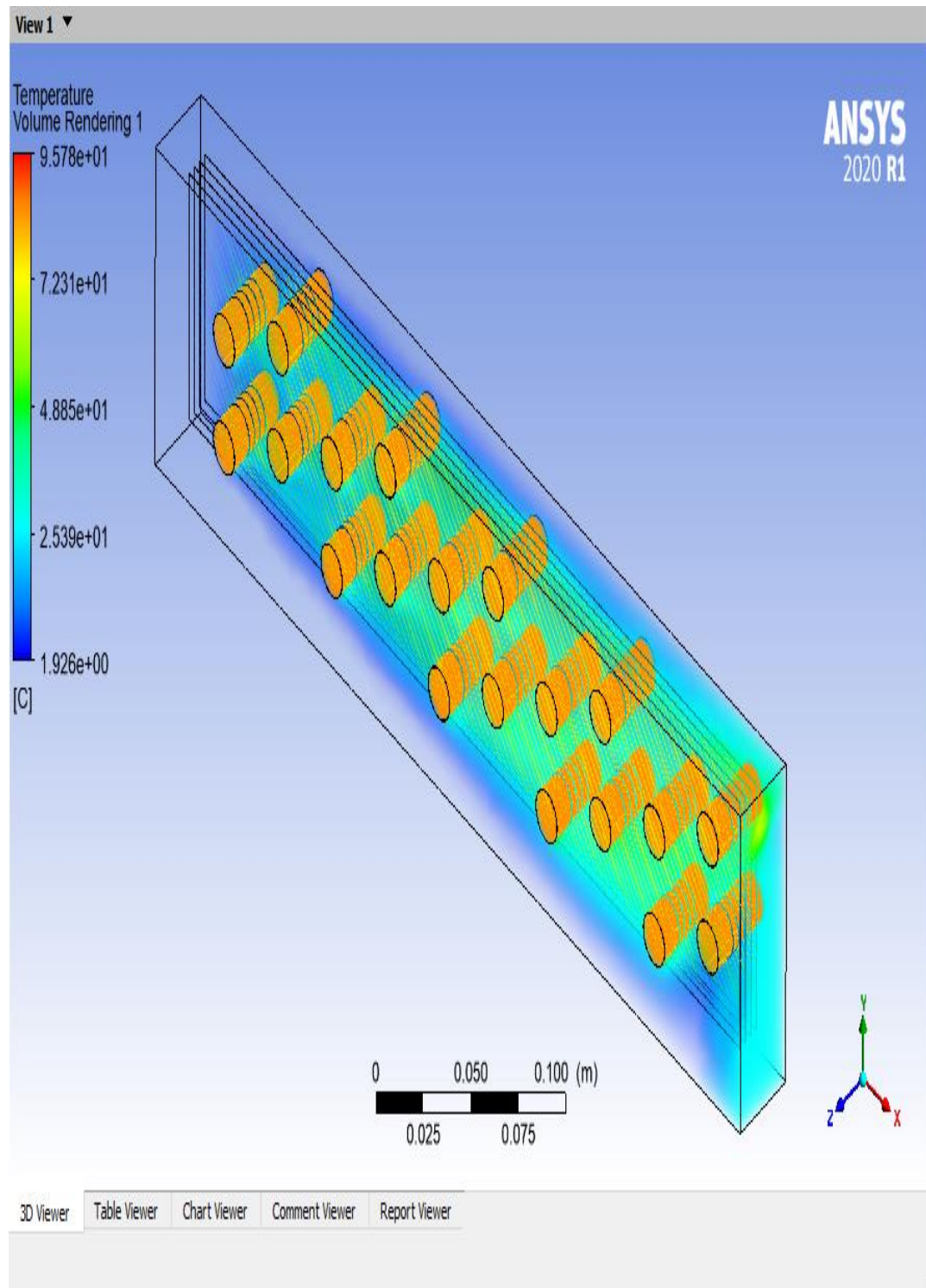
درست لنفس نوع المبادل وتعينت سرعة دخول الهواء 2.5m/s ودرجة حرارة 2 c وتعين التدفق الكتلي لدخول الماء 1.4 kg/s ودرجة حرارة 85 c فكانت النتائج كالتالي:



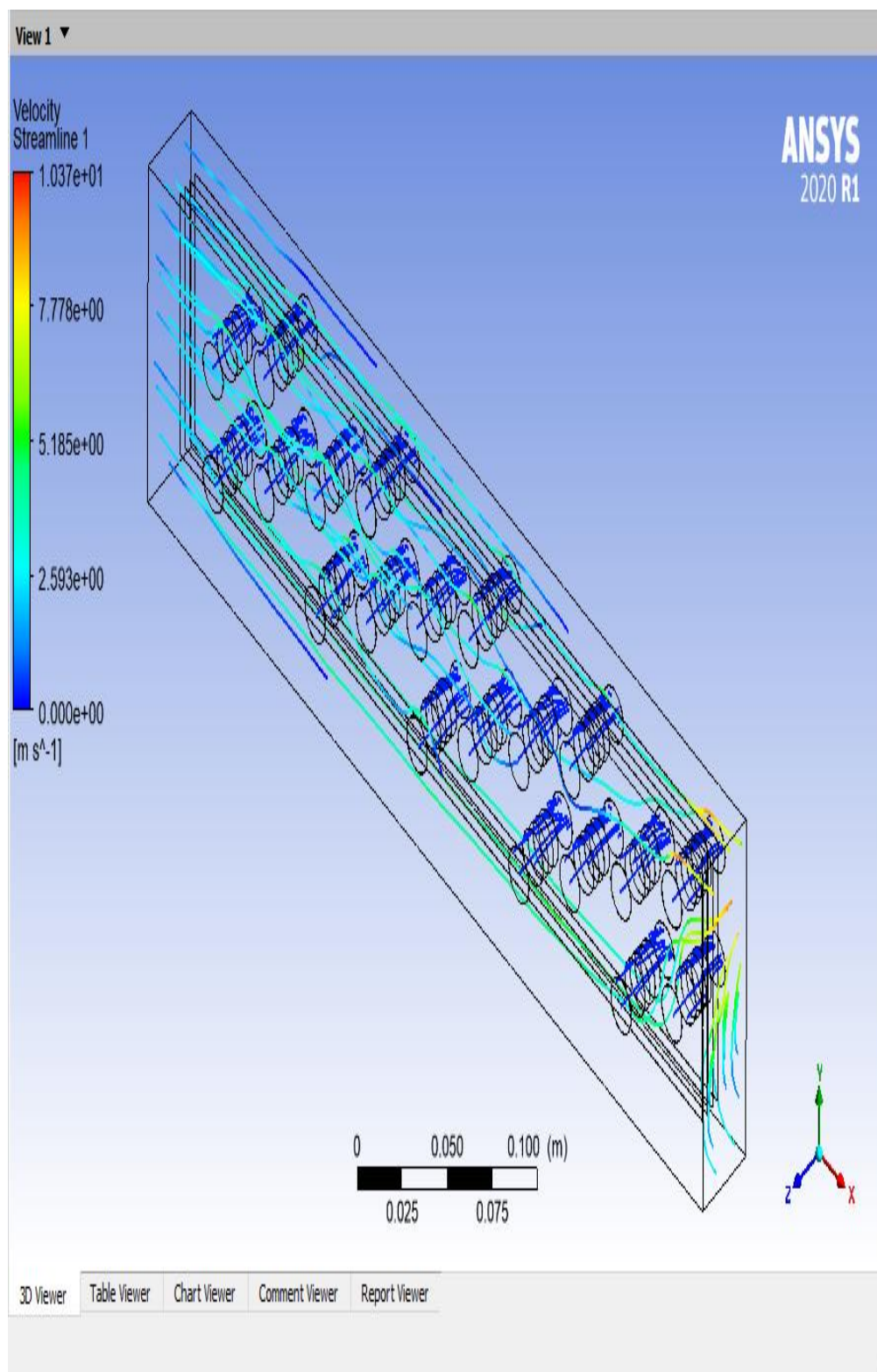
الشكل (13-3) درجة حرارة دخول الهواء وخروج الهواء للشروط الحدية الثانية



الشكل (3-14) درجة حرارة دخول الماء وخروج الماء للشروط الحدية الثانية



الشكل (15-3) توزيع درجة الحرارة على المبادل للشروط الحدية الثانية



الشكل (3-16) خطوط السرعة للشروط الحدية الثانية

Function Calculator

Function: areaAve

Location: air_outlet

Results

Area Average of Temperature on air_outlet

301.338 [K]

☒ Clear previous results on calculate

☐ Show equivalent expression

Calculate Hybrid Conservative

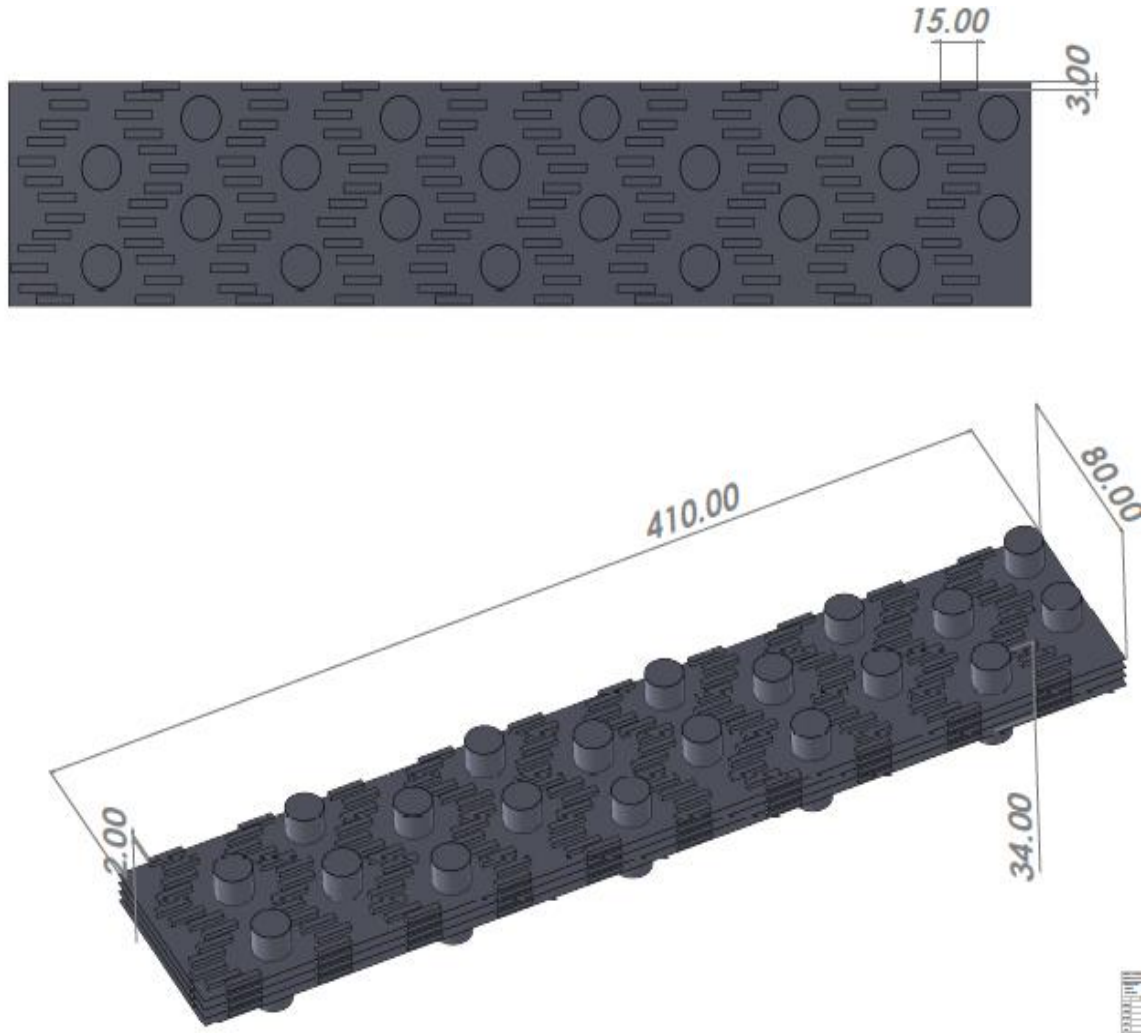
الشكل (3-17) درجة حرارة خروج الهواء للشروط الحدية الثانية

ازدادت درجة حرارة خروج الهواء الى 28.188 c

3-3 نمذجة مبادل حراري مرصص باستخدام Ansys Workbench :

درس مبادل حراري مرصص باستخدام سولفر fluent الملحق ببرنامج Ansys وفق الخطوات التالية:

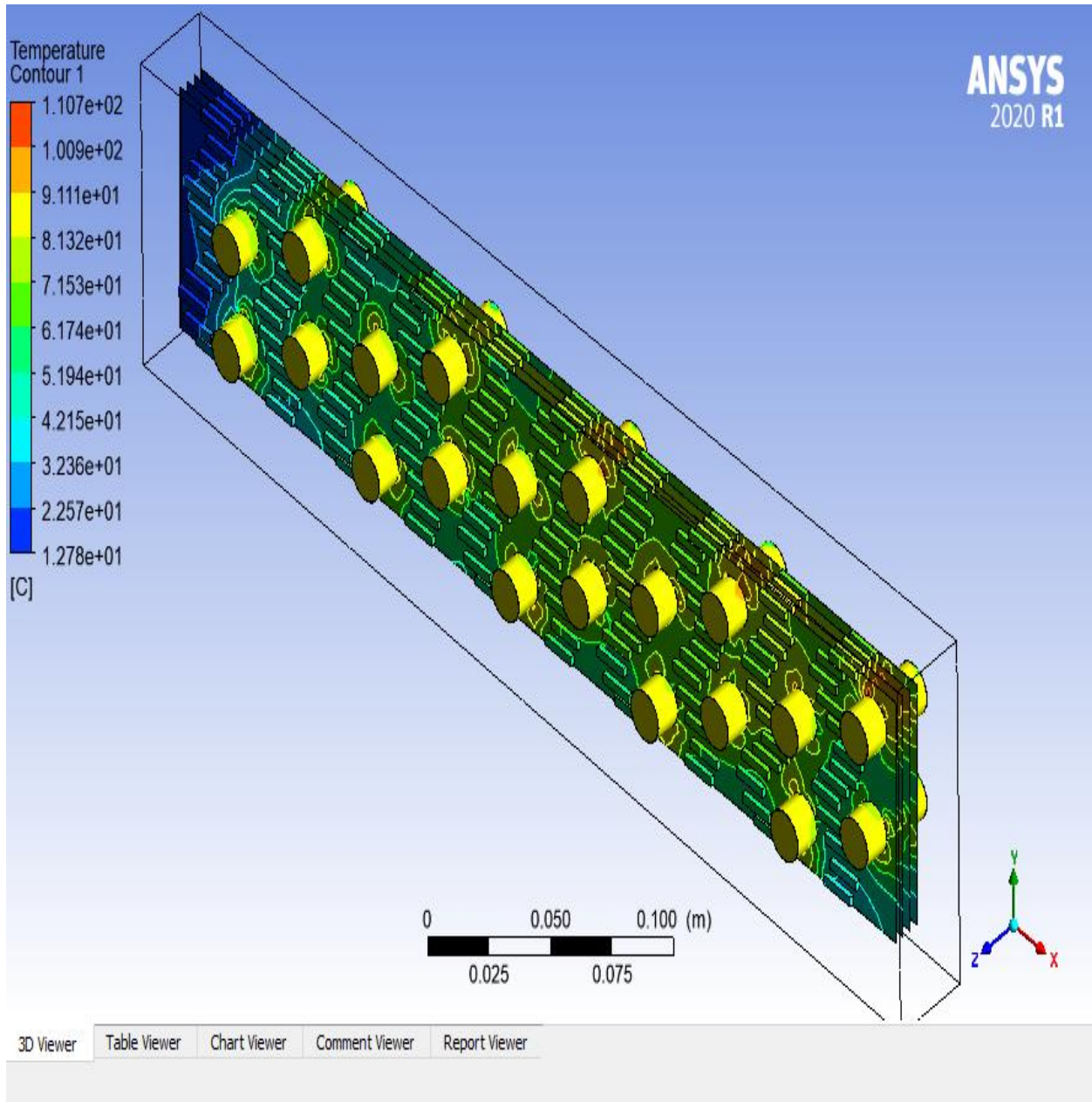
تم رسم نموذج المبادل المرصص باستخدام برنامج solidworks وحفظه بلاحقة Parasolid واستيراده على برنامج design modeler الملحق ببرنامج Ansys ورسم مجال الهواء المحيط (outer domain) وربطه مع نموذج المبادل باستخدام تعليمة Boolean من خلال عملية subtract مع المحافظة على النموذج الأصلي.



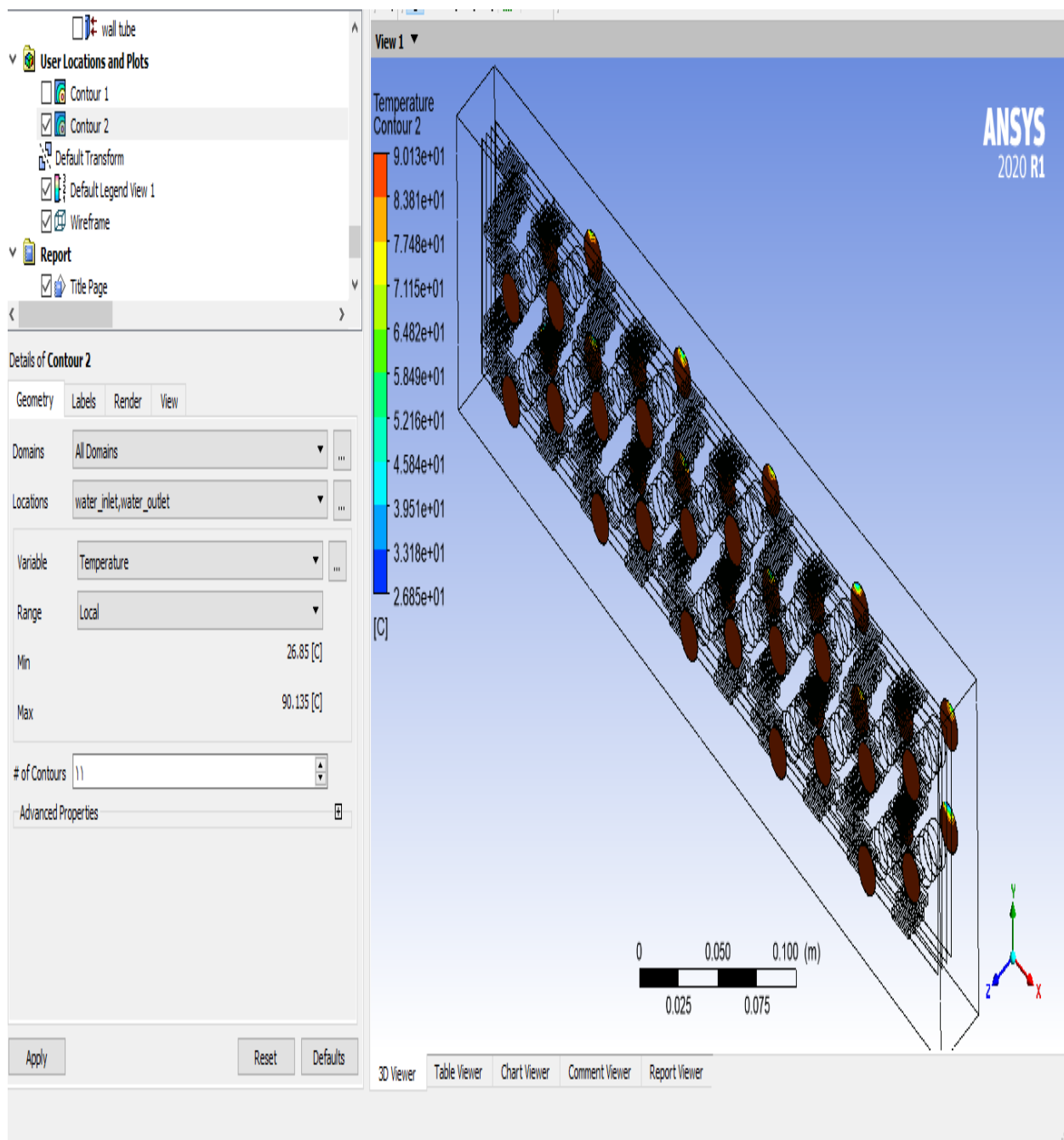
الشكل (18-3) المبادل الحراري المرصص في برنامج SolidWorks

4-3 الشروط الحدية:

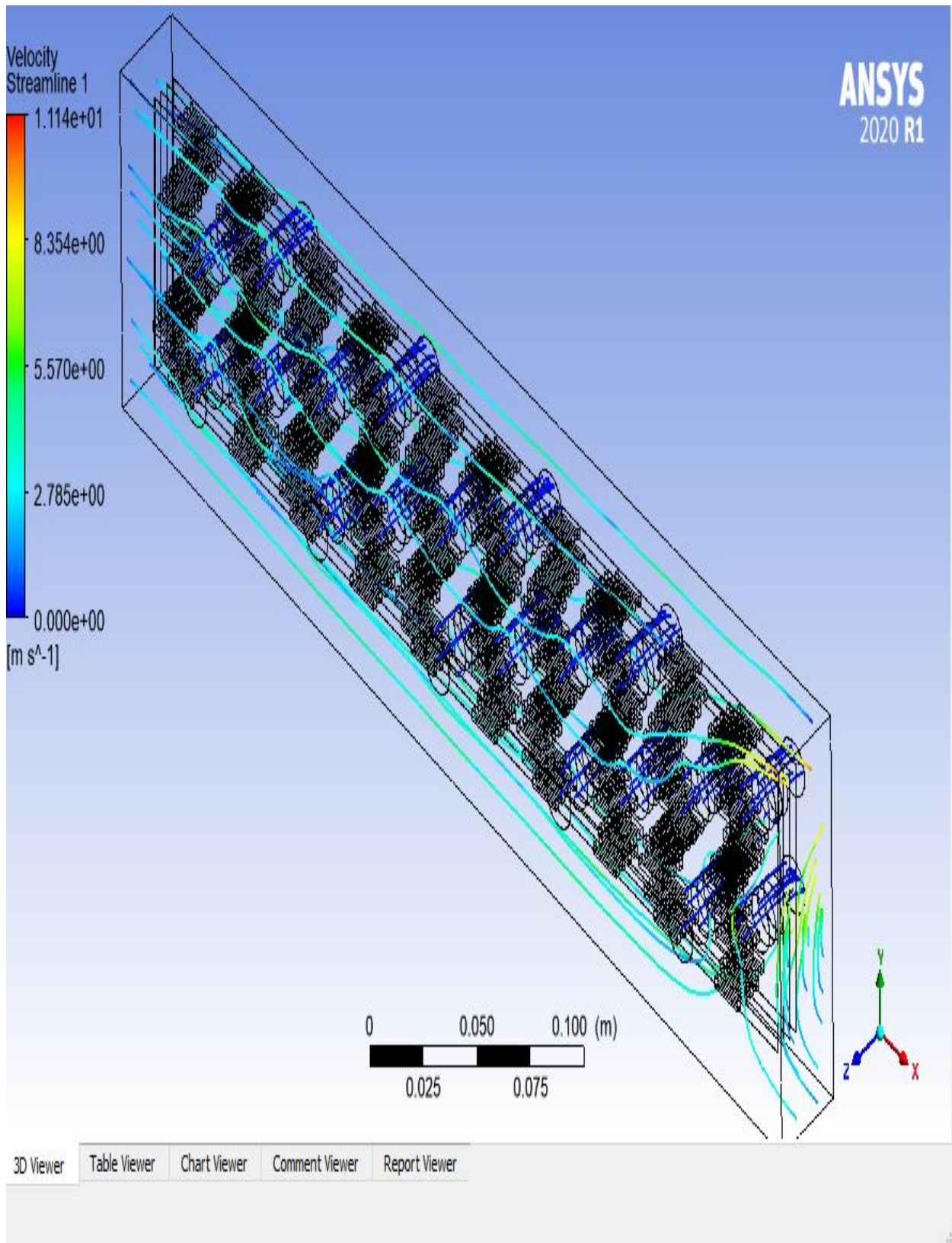
سرعة دخول الهواء 2.5m/s ودرجة حرارة الهواء -2- والتدفق الكتلي للماء 1.4 kg/s ودرجة حرارة الماء 90.



الشكل (3-19) درجة حرارة دخول الهواء وخروج الهواء للمبادل المرصص عند الشروط الحدية الأولى



الشكل (20-3) درجة حرارة دخول الماء وخروج الماء للمبادل المرصص عند الشروط الحدية الأولى



الشكل (3-21) خطوط السرعة للمبادل المرصص عند الشروط الحدية الأولى

Function Calculator

Function:

Location:

Results

Area Average of Temperature on air_outlet

301.424 [K]

☒ Clear previous results on calculate

☐ Show equivalent expression

Function Calculator

Case:

Variable:

Results

Area Average of Temperature on water_outlet

360.456 [K]

☒ Clear previous results on calculate

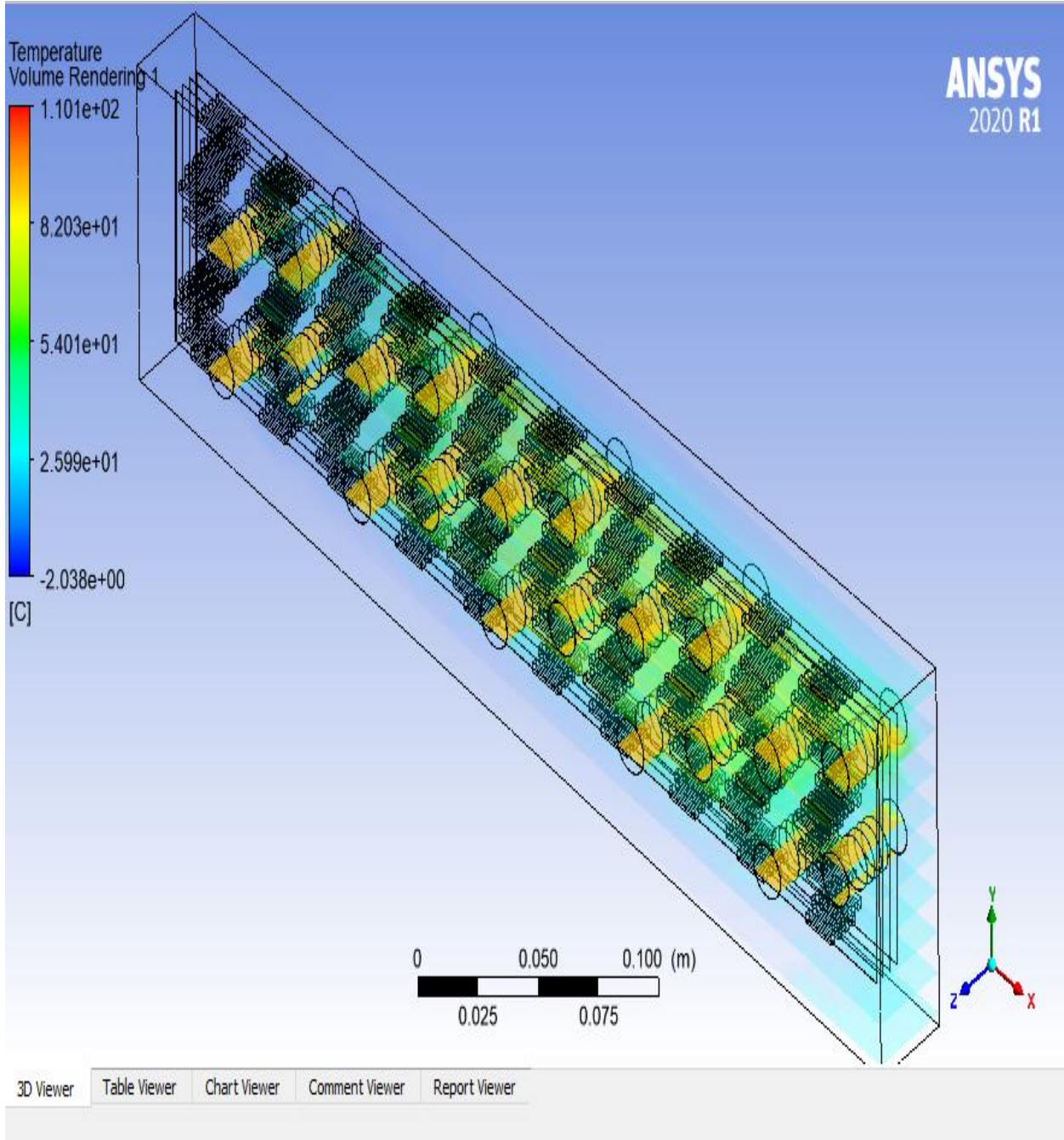
☐ Show equivalent expression

الشكل (3-22) درجة حرارة خروج الهواء للمبادل المرصص عند الشروط الحدية الأولى

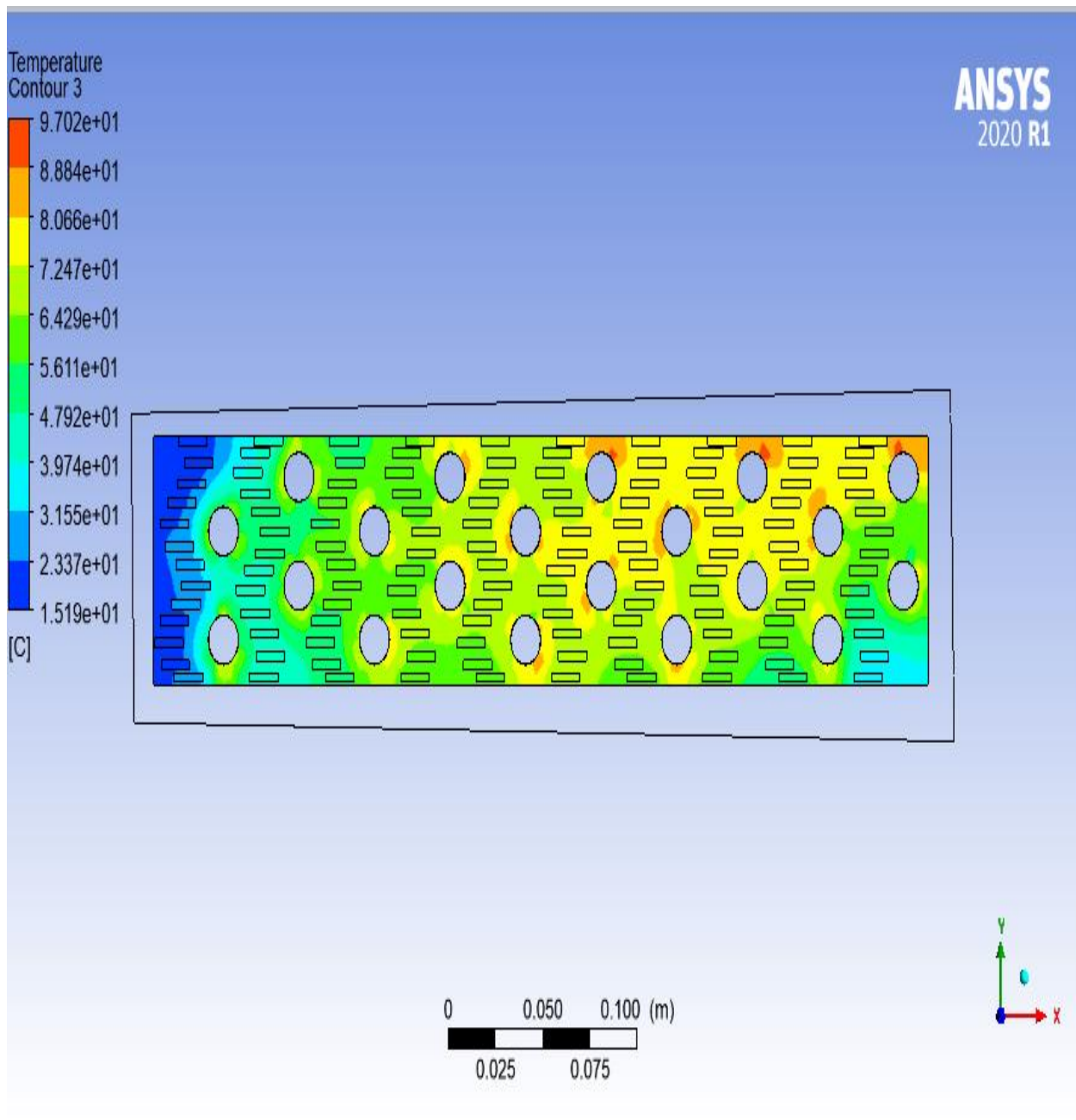
ازدادت درجة حرارة خروج الهواء الى 28.274 c

5-3 شروط حدية ثانية :

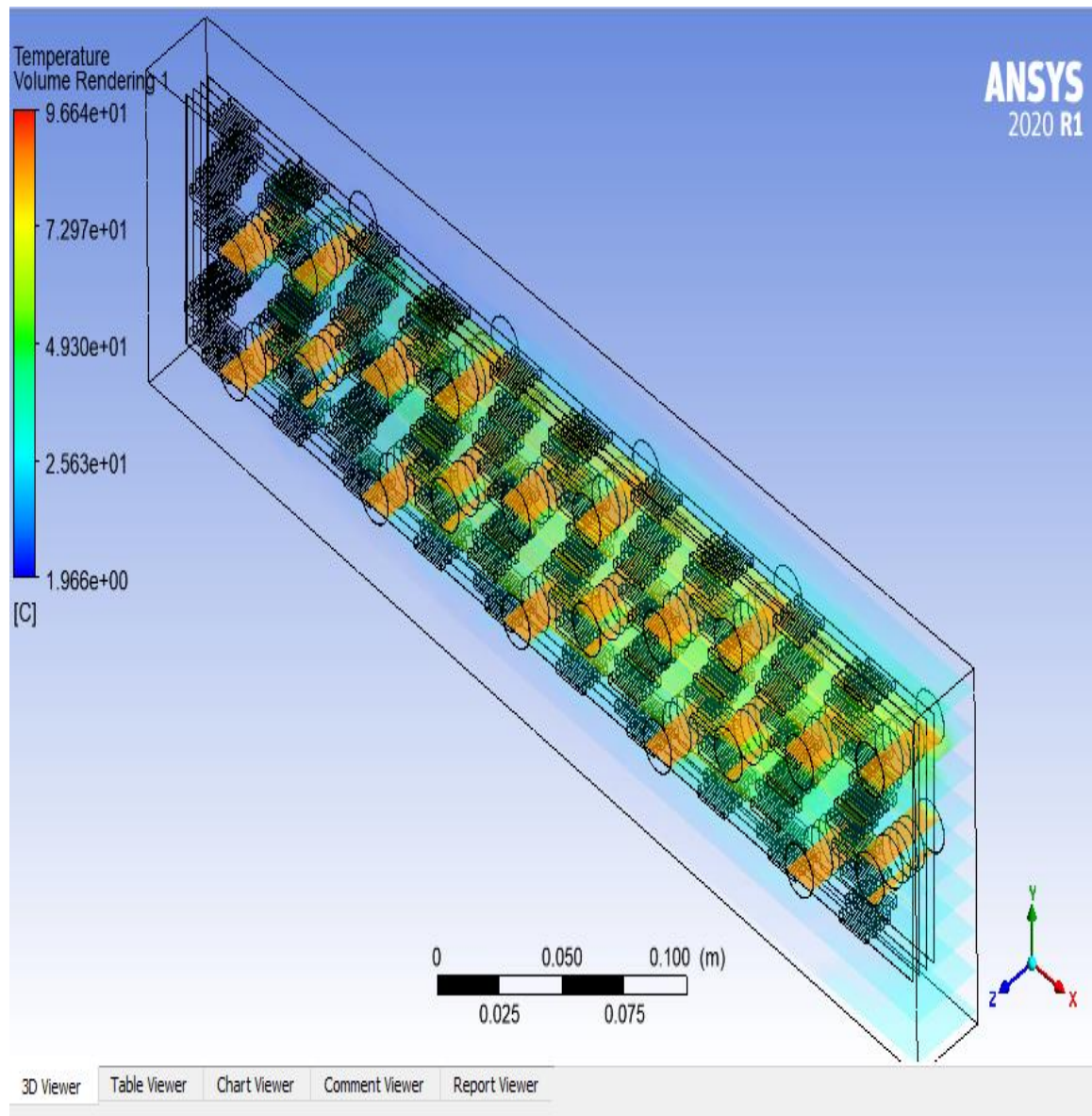
درست لنفس نوع المبادل وعينت سرعة دخول الهواء 2.5m/s ودرجة حرارة 2 c وتعين التدفق الكتلي لدخول الماء 1.4 kg/s ودرجة حرارة 85 c فكانت النتائج كالتالي:



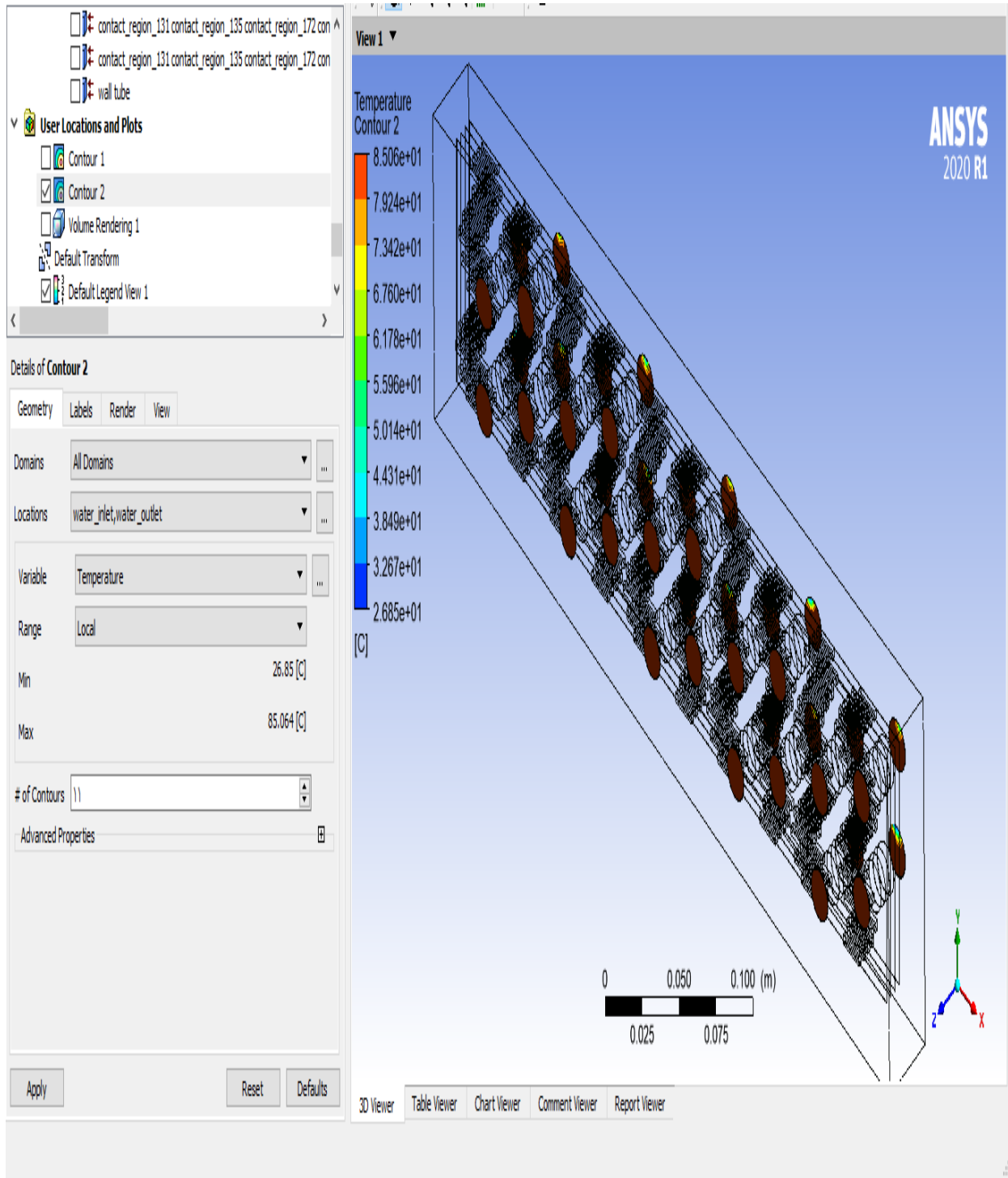
الشكل (23-3) درجة حرارة دخول الهواء وخروج الهواء للمبادل المرصص عند الشروط الحدية الثانية



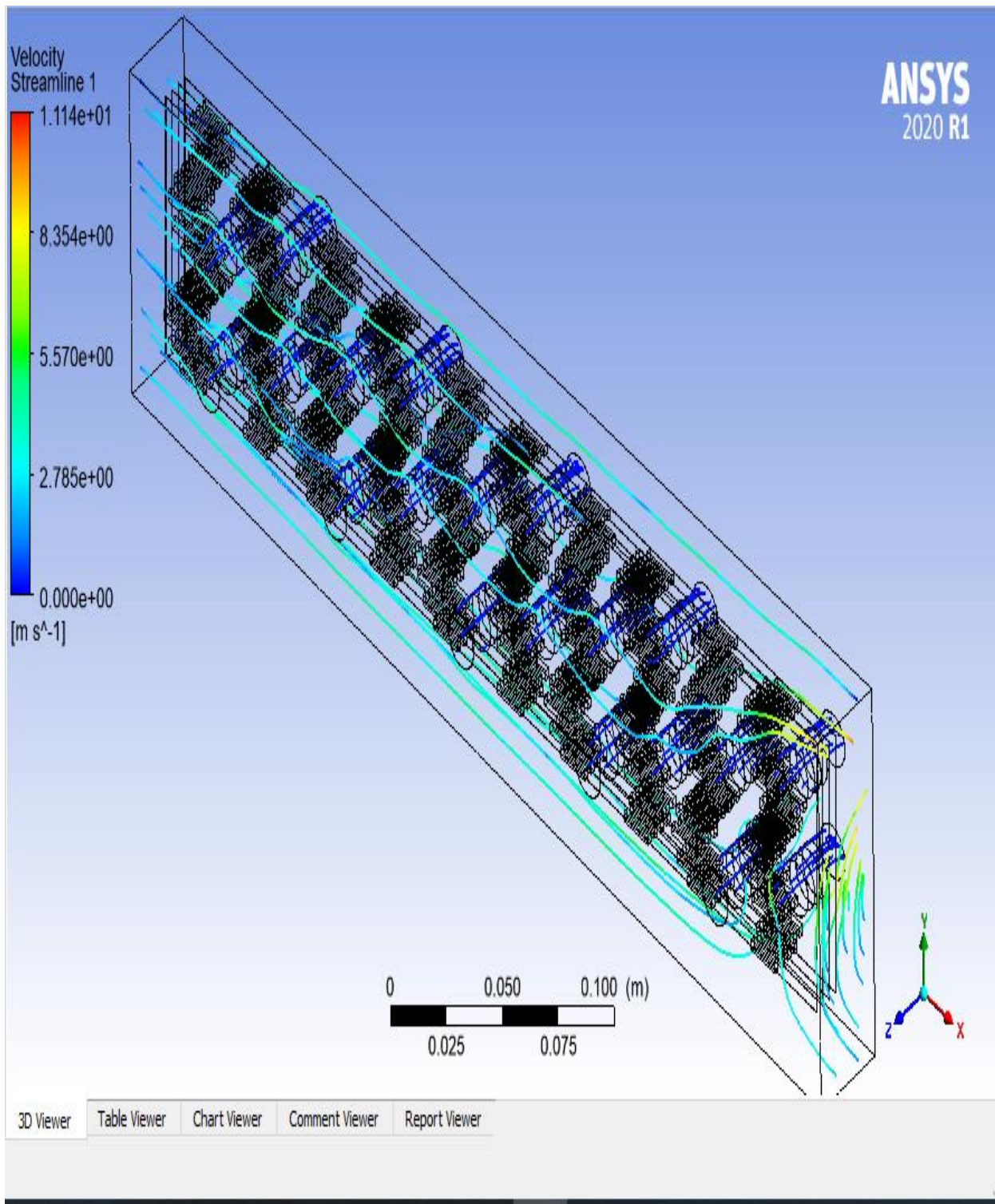
الشكل (24-3) توزيع درجة حرارة الهواء على سطح المبادل المرصص عند الشروط الحدية الثانية



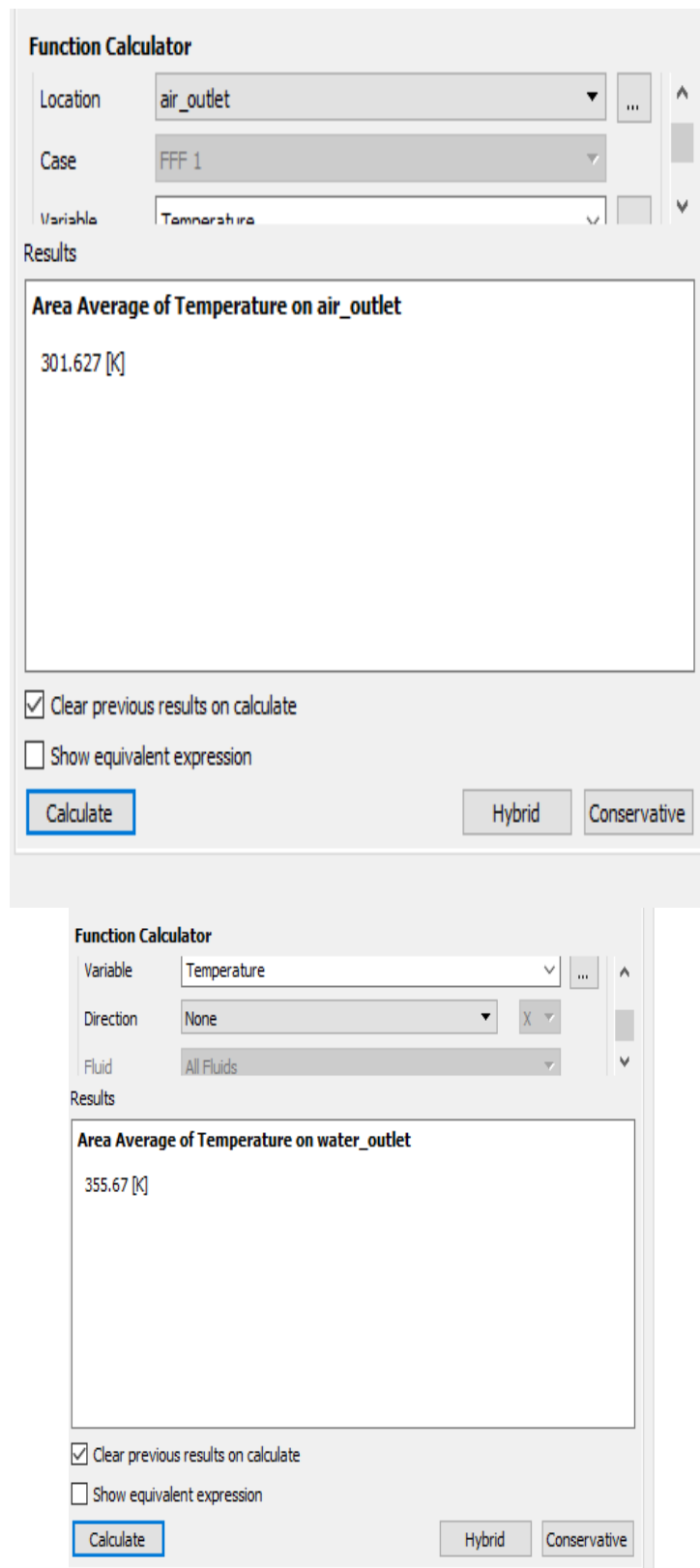
الشكل (25-3) درجة حرارة دخول الهواء وخروج الهواء للمبادل المرصص عند الشروط الحدية الثانية



الشكل (26-3) درجة حرارة دخول الماء وخروج الماء للمبادل المرصص عند الشروط الحدية الثانية



الشكل (3- 27) خطوط السرعة للمبادل المرصص عند الشروط الحدية الثانية



الشكل (3- 28) درجة حرارة خروج الهواء للمبادل المرصص عند الشروط الحدية الثانية

ازدادت درجة حرارة خروج الهواء الى 28.477 c

الفصل الرابع

استخدم في الفصل الثاني والثالث الحل التحليلي لحساب وشيعة تسخين تقليدية ووشيعة تسخين مرصصة وذلك عند تصميم وشروط عمل محددة، ثم استخدم الحل العددي لتحليل عمل هذه المبادلات. نبين فيما يلي أهم نتائج الدراسة:

4-1 نتائج الدراسة :

أولاً- اعتماداً على البيانات والمعادلات التي أدخلت في برنامج EES، تبين انه من اجل تحقيق درجة حرارة مثالية للهواء الداخل الى المكان المراد تكييفه يجب ان نأخذ بالحسبان النقاط التالية :

- 1- زيادة تدفق الماء
 - 2- زيادة درجة حرارة دخول الهواء
 - 3- زيادة درجة حرارة دخول الماء
 - 4- تقليل تدفق الهواء.
- ثانياً - من خلال دراسة المبادل ذي الريش المستوية والمبادل ذي الريش المرصصة على برنامج المحاكاة ANSYS تبين ان المبادل ذا الريش المرصصة اعطى زيادة في درجة حرارة خروج الهواء بمعدل 4% مقارنة بالمبادل ذي الريش المستوية وبالتالي فعالية المبادل ومردوده اعلى.

4-2 التوصيات :

- 1- دراسة أداء المبادل الحراري المريش بريش مرصصة تجريبياً والمزيد من الدراسات العددية.
- 2- اجراء تجارب عملية وعددية لاشكال الكتل المرصصة المتعددة ومقارنتها مع النموذج المعطى في مجال هذا البحث وإيجاد الشكل الأمثل الذي يحقق اكبر فعالية للمبادل.

3-4 دراسة الجدوى الاقتصادية للمشروع :

الكلفة التأسيسية والكلفة الاستثمارية للمبادلين الحراريين (ماء-هواء) للريش الملساء والريش المرصصة.

أولاً : المبادل الحراري المريش بريش ملساء:

الكلفة التأسيسية	المواصفات الفنية	الكلفة [\$]
المبادل الحراري ذو الريش الملساء	مبادل بطول 1.4*1.4 الانبيب مصنوعة من النحاس والريش من الالمنيوم	3600
مروحة السحب	قياس 18*18	550
محرك	7500 W	400
بكرات وقشط	خاصة لعمل المحرك مع مروحة السحب	125
دكتات	صاج مزيبق قياس فتحة الخروج من مروحة السحب 50*55	264
المجموع الكلي		4939

ثانياً : المبادل الحراري المريش بريش مرصصة:

الكلفة التأسيسية	المواصفات الفنية	الكلفة [\$]
المبادل الحراري ذو الريش المرصصة	مبادل بطول 1.4*1.4 الانبيب مصنوعة من النحاس والريش من الالمنيوم والكتل المرصصة مصنوعة من القصدير	3800
مروحة السحب	قياس 15*15	320
محرك	6000 W	350
بكرات وقشط	خاصة لعمل المحرك مع مروحة السحب	80
دكتات	صاج مزيبق قياس فتحة الخروج من مروحة السحب 47*41	184
المجموع الكلي		4734

نلاحظ ان كلفة المبادل الحراري بريش مرصصة مصنوعة من القصدير تزيد عن كلفة المبادل الحراري بريش ملساء بنسبة 5%

اما بالنسبة لباقي التجهيزات نلاحظ كما في الجدول نسبة انخفاض الكلفة التأسيسية للمبادل الحراري ذو الريش المرصصة بالمقارنة مع المبادل الحراري ذو الريش الملساء لكل تجهيزة على حدى:

نلاحظ انه بالنسبة للمجموع الكلي لكلفة التجهيزات انه تم توفير في الكلفة التأسيسية بنسبة 4.5% بالمقارنة بين المبادلين.

ونلاحظ ايضاً انخفاض كمية الكهرباء المستهلكة المستخدمة في المبادل الحراري ذو الريش المرصصة بنسبة 25% وبالتالي تحقيق ربح في الطاقة الكهربائية وتوفير استثماري.

المراجع

- [1] Heating & Cooling System Upgrades, 2012.
- [2] Yao, Y., Z. Lian and Z. Hou. 2004. "Thermal analysis of cooling coils based on a dynamic model." App. Thermal Engineering, 24, 1037-1050
- [3] Zhou, X. , 2005. Dynamic modeling of chilled water cooling coils. PhD thesis, Purdue University.
- [4] Yu, X., Wen, J., Smith, Theodore F. 2005. "A model for the dynamic response of a cooling coil." Energy and Buildings, 37, 1278 -1289
- [5] Blomberg, P., 1999. Experimental validation of dynamic component models, PhD thesis. Building services engineering, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden.
- [6] Elmahdy, A.H. and G.P. Mitalas. 1977. "A Simple Model for Cooling and Dehumidifying Coils for Use In Calculating Energy Requirements for Buildings." ASHRAE Transactions, 83(2), 103-117.
- [7] Gang Wang, Mingsheng ,Claridge,"Decoupled Modeling of Chilled Water Cooling Coils Using a Finite Element Method" Proceedings of the Fifth International Conference for Enhanced Building Operations, Pittsburgh, Pennsylvania ,2005.
- [8] Braun, J.E. 1988. Methodologies for the design and control of chilled water systems, Ph.D. Thesis, University of Wisconsin, Madison.
- [9] Brandemuehl, M.J., S. Gabel and I. Andresen. 1993. HVAC2 toolkit: Algorithms and subroutines for secondary HVAC system energy calculations. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.
- [11] Y.Q. Kong, L.J. Yang, Air-side flow and heat transfer characteristics of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches, International Journal of Heat and Mass Transfer 357–371(2020)
- [12] Hongzhi Li, PIV Thermal-vision experimental and numerical investigation on the airside performance of slotted fin surfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer 82 568–580 (2021)

- [13] Chillar, R. and R. Liesen. 2004. "Improvement of the ASHRAE secondary HVAC toolkit simple cooling coil model for simulation." Proc. SimBuild 2004, IBPSA-USA National Conference, Boulder, CO.
- [14] L.Wang,P. Haves,F Buhl,"An Improved Simple Chilled Water Cooling Coil Model", Presented at the SimBuild 2012 IBPSA Conference,2012.
- [15] D.G. Prabhanjan, G.S.V. Raghavan, T.J. Rennie, Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger", Int. Com. Heat Mass Tran. 29 (2) (2002) 185 [14] Dean, W. R., (1927) "Note on the motion of fluid in a curved pipe", Philosophical Magazine, Series 7, Vol. 4(20), pp. 208-23.
- [16] Dean, W. R., (1928) "The streamline motion of fluid in a curved pipe", Philosophical Magazine, Series 7, Vol. 5(30), pp. 673-95.
- [17] White, C. M., (1929) "Streamline flow through curved pipes", Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Vol. 123(792), pp. 645-663.
- [18] E. ALI, "Experimental investigation of natural convection from vertical helical coiled tubes" , Int.J. of Heat and Mass Transfer,1994.
- [19] Xin, R.C., and Ebadian, M.A, (1997) "The effects of Prandtl numbers on local and average convective heat transfer characteristic in helical pipes", Journal of Heat Transfer, Vol. 119, pp. 467-473.
- [20] M.R. Salimpour " Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers", Experimental Thermal and Fluid Science 33 (2009) 203–207.
- [21] P. Naphon, S. Wongwises, A critical review of the heat transfer and flow characteristics in the curved pipes, Renew. Sustainable Energy Rev. 10 (2006) 463– 490.
- [22] Ivan Di Piazza, Michele Ciofalo, "Numerical prediction of turbulent flow and heat transfer in helically coiled pipes" , Int. J.of Thermal Sciences 49 (2010) 653–663.
- [23] Pramod S. Purandare, Mandar M. Lele, "Parametric Analysis of Helical Coil Heat Exchanger", Int.Journal of Engineering Research & Technology (IJERT) Vol. 1 Issue 8, October – 2012.

- [24] Ho JC, Wijesundera NE, Rajasekar S, Chandratilleke TT. Performance of a compact spiral coil heat exchanger. *Heat Recovery Syst CHP* 1995;15:457–68.
- [25] Ho JC, Wijesundera NE. Study of a compact spiral-coil cooling and dehumidifying heat exchanger unit. *Appl Therm Eng* 1996;16:777–90.
- [26] Ho JC, Wijesundera NE. An unmixed-air flow model of a spiral cooling dehumidifying heat transfer. *Appl Therm Eng* 1999;19:865–83.
- [27] Wijesundera NE, Ho JC, Rajasekar S. The effectiveness of a spiral coil heat exchanger. *Int Commun Heat Mass Transfer* 1996;23:623–31.
- [28] P. Naphon, S. Wongwises, An experimental study on the in-tube heat convective heat transfer coefficients in a spiral-coil heat exchanger, *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 29 (2002) 797–809.
- [29] P. Naphon, S. Wongwises, Investigation of the performance of a spiral-coil finned tube heat exchanger under humidifying conditions, *J. Eng. Phys. Thermophys.* 76 (2003a) 83–92.
- [30] P. Naphon, S. Wongwises, Experimental and theoretical investigation of the heat transfer characteristics and performance of a spiral-coil heat exchanger under drysurface conditions, 2nd Int. Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, 24–26 June, 2003b.
- [31] P. Naphon, S. Wongwises. Heat transfer coefficients under dry- and wet-surface conditions for a spirally coiled finned tube heat exchanger. *Int. Communications in Heat and Mass Transfer* ,32,pp.371-357 (2005b)
- [32] P. Naphon, S. Wongwises. Heat Transfer Characteristics and performance of a spirally coiled heat exchanger under sensible cooling conditions. *JSME international journal, series B*, Vol 48, No.4 2005
- [33] P. Naphon, S. Wongwises. A study of the heat transfer characteristics of a compact spiral coil heat exchanger under wet-surface conditions. *Experim Thermal Fluid Sci* 2005;29:511–21.

- [34] P. Naphon, S. Wongwises, Heat Transfer Characteristics of a Spirally Coiled, Finned-Tube Heat Exchanger under Dry-Surface Conditions. *Heat Transfer Engineering* , 27(1):25–34 17 Aug 2006.
- [35] P. Naphon, S. Wongwises, Thermal Performance of a Spirally Coiled Finned Tube Heat Exchanger under wet-surface conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology (KSME INT.J.)*, Vol.20, No.2, pp.212-226 (2006).
- [36] S. Wongwises, Heat transfer characteristics of a new helically coiled crimped spiral finned tube heat exchanger, *Heat Mass Transfer* (2009) 45:381–391
- [37] S. Wongwises, Mathematical Model for Predicting the Heat Transfer Characteristics of a Helical-Coiled, Crimped, Spiral, Finned-Tube Heat Exchanger, *Heat Transfer Engineering*, 36(18):1495–1503, 2015
- [38] P. Naphon, S. Wongwises. Effect of curvature ratios on the heat transfer and flow developments in the horizontal spirally coiled tubes. *Int J Heat Mass Trans* 2007;50:444–51.
- [39] P. Naphon “Study on the heat transfer and flow characteristics in a spiral-coil tube”, In. *Comm. in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011) 69–74.
- [40] Abdalla Gomaa, Wael I.A. Aly. Thermal performance of the chilled water spirally coiled finned tube in cross flow for air conditioning applications. *Ain Shams Engineering Journal*. (2012) 3, 49–59.
- [41] *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th Edition* - Incropera
- [42] *Heat-Transfer.-A-Practical-Approach-2nd-ed(1)*
- [43] ASHRAE Systems and Equipment Handbook (SI), CH5:” Air-Cooling and Dehumidifying Coils” 2000.
- [44] ARI. 1991. Forced-circulation air-cooling and air-heating coils. ANSI/ARI Standard 410-91. Air-Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA.
- [45] Wibert Stoecker, and Jerold Jones “Refrigeration & air-conditioning”, 2nd, Ed. 1982,. McGraw-Hill.

- [46] M. Khamis Mansour , 'Heat Exchangers - Basics Design Applications', Thermal Design of Cooling and Dehumidifying Coils.
- [47] Liquid side Heat transfer and pressure drop in Finned tube cooling – coils, Thesis for the degree of Licentiate of Engineering, Caroline Haglund Stignor, 2002.
- [48] ASHRAE Systems and Equipment Handbook (SI), 2000, Chapter 21 [46] Cengel,A.Yunus,Heat Transfer. 2 ed..
- [49] Parinya Pongsoi Somchai Wongwises, Effect of number of tube rows on the airside performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchanger with a multipass parallel and counter cross-flow configuration, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012
- [50] A. Nuntaphana,* , T. Kiatsiriroatb, C.C. Wang, Air side performance at low Reynolds number of cross-flow heat exchanger using crimped spiral fins, International Communications in Heat and Mass Transfer 32 (2005) 151–165
- [51] A. Nuntaphan a,* , T. Kiatsiriroat b, C.C. Wang, Heat transfer and friction characteristics of crimped spiral finned heat exchangers with dehumidification, Applied Thermal Engineering 25 (2005) 327–340.
- [52] McQuiston, F.C., 1975 Fin Efficiency with Combined Heat and Mass transfer. ASHRAE Transactions, 81 (1) 350 – 355.
- [53] H. Ito, Friction factors for turbulent flow in curved pipes. J. Basic Eng. 81 (1959)123–134.
- [54] S. Srinivasan, S. Nadapurkar, F.A. Holland, Friction factors for coils. Trans. Inst. Chem. Eng. 48 (1970) T156–T161.
- [55] Y. Mori, W. Nakayama, Study on forced convection heat transfer in curved pipes, International Journal of Heat Mass Transfer 10 (1967) 681-694.
- [56] Dravid AN, Smith KA, Merrill EW, Brain PLT. Effect of secondary fluid on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes. AIChE J 1971;17:1114–22.
- [57] Xin RC, Ebdian MA. The effects of Prandtl numbers on local and average convective heat transfer characteristics in helical pipes. J Heat Transfer 1997;119:463–7.

- [58] Roger GFC, Mayhew YR. Heat transfer and pressure loss in helically coiled tubes with turbulent flow. *Int J Heat Mass Transfer* 1964;7:1207–16.
- [59] Kalb CE, Seader JD. Fully developed viscous-flow heat transfer in curved circular tubes with uniform wall temperature. *AIChE J* 1974;20:340–6.
- [60] H. G. Hirschberg, Wärmeübertragung und druckverlust an querangestromten rohrbündeln. *Abh. Dtsch. Kältetechn. Ver.*16 (1961).
- [61] F.C. McQuiston, J.D. Parker, Heating, Ventilating and Air Conditioning. 4th ed., Wiley, New York, 1994.
- [62] Webb, R. L., and Kim, N. H., Principles of Enhanced Heat Transfer, Taylor and Francis, Philadelphia, PA, 2005.
- [63] KAKAÇ, HONGTAN LIU, 2002, Heat Exchangers Selection, Rating, and thermal Design, second edition.
- [64] Mehdi Ghobadi & Yuri Stephan Muzychka, A Review of Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Laminar Flow in Curved Circular Ducts, *Heat Transfer Engineering*, 37(10):815–839, 2016
- [65] Changzhong Man, Jinyu Yao, Chong Wang, *International Communications in Heat and Mass Transfer* xxx (2016) xxx-xxx

Abstract

Research background:

In this research, the heating coils with slotted and smooth fins in the heat exchangers were studied, and we made a comparison between the effectiveness of each of them and an indication of their effect on the overall performance of the exchanger, depending on the necessary design and simulation programs.

Search objective:

Studying the effectiveness of using slotted fins as a method to increase flow turbulence, and its effect on the heat transfer coefficient from the air side and on the performance of the heating coils in general.

Research materials and methods:

A theoretical study was conducted using EES Engineering Equations Solution Program, and a number of results were obtained. The results were clarified and the performance of each exchanger was compared via graphs.

An experimental study was conducted using the ANSYS modeling and simulation program, drawing the required models, showing the results and matching them with the theoretical solution.

Scientific findings:

- By studying the exchangers on the ANSYS simulation program, it was found that the exchanger with slotted fins gave an increase in the air outlet temperature by 4% compared to the exchanger with flat fins, and thus the efficiency and return of the exchanger is higher, thus reducing the investment and establishment costs of the project.

Conclusions:

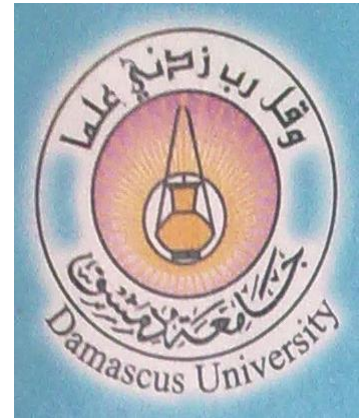
In order to achieve an ideal temperature for the air entering the place to be conditioned, we must take into account the following points:

1- Increase the flow of water, 2- Increasing the inlet air temperature, 3- Increase the water entry temperature, 4- Reducing air flow

key words:

Heating Coil, Air Handling Unit, Finned Tube, Slotted Fins

Syrian Arab Republic
Ministry of High Education and Scientific Research
Damascus university
Faculty of Mechanical and Electrical Engineering
Department of General Mechanics
Master of Refrigeration Engineering



Enhancement the Thermal Performance of the Heat Exchangers
(Water-Air) Using Slotted Fins

A thesis submitted to obtain a master's degree in refrigeration
engineering

by
Engineer : Alaa Hussein Al-Khatib

Supervisor
Prof. Dr. Eng : Nadim Mukheiber

2023