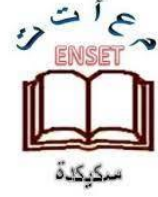




الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
المدرسة العليا لأساتذة التعليم التكنولوجي_ سكيكدة



قسم التكنولوجيا

التخصص: هندسة ميكانيكية

مذكرة التخرج لنيل شهادة أستاذ التعليم الثانوي

بغنوان:

تحسين انتقال الحرارة في المجمعات الشمسية الأسطوانية المكافئة

من إعداد:

- خرايلي نوري
- سغيراني أسامة

تحت إشراف الاستاذة:

- مريمش إيمان

لجنة المناقشة:

- | | | |
|-----------------|-------------------|------------------|
| • بوهالي ريمة | أستاذ محاضر قسم أ | أستاذ مناقش |
| • مريمش إيمان | أستاذ محاضر قسم ب | الأستاذة المشرفة |
| • لعاسي نوري | أستاذ محاضر قسم أ | رئيس اللجنة |
| • بوشلاغم هجيرة | أستاذ محاضر قسم أ | أستاذة ممتحنة |

السنة الجامعية 2024/2025

الشكر والعرفان

رب أوزعني أن أشكر نعمتك التي أنعمت علي وأن أعمل صالحا ترضاه

و أدخلني برحمتك في عبادك الصالحين

أما بعد.

إنه لم يسعني إلا أن أشيد بالفضل و أقر بالمعروفه لأستاذتي المشرفة مريمش

إيمان علي ما خستنا به من التوجيه و التوصية و ما علمتنا إياه من فيض

لإنسانية بعلمه الرفيع و مستواه الراقى.

وقبل أن نمضي في خطواتنا الأخيرة في الحياة الجامعية نتقدم بأسمى آيات

الشكر والإمتنان و التقدير و المحبة إلى الذين حملوا أقدس رسالة في الحياة

ومهد و لنا طريق العلم و المعرفة.

الإهداء

بعد الحمد لله

أسدي ثمرة جهدي المتواضع إلى من تعب وضحى من أجل وصولي إلى هذه
المرحلة

أبي العزيز رحمه الله و أسكنه فسيح جناته

إلى النبي جعل الله الجنة تحت أقدامها أمني الحبيبة رحمة الله و أدخلها فسيح
جناته.

إلى السند الذي لا يميل و العضد المتين إخوتي وأخواتي.

إلى أجمل إضافة التي منحتم لنا الحياة إلى كل الأصدقاء و الزملاء

نوري

الإهداء

إلى والديّ الكريمين،
رمزي التضحية والبذل، ومصدر الإلهام والدعم اللامحدود،
تقديرًا لما قدّماه من جهد ورعاية، وما عمّراني به من دعاء ومساندة في كل
مراحل حياتي.

إلى أسرتي الفاضلة،
التي كانت وما تزال الدعامة الثابتة في مسيرتي،
أهديكم هذا العمل عربون امتنان لما بذلتموه من تشجيع وتحفيز، وما
خرستموه في نفسي من قيم الثقة والعزيمة.

إلى كل من كان له دور، ولو يسير، في دعمي ومساندتي،
من أساتذة أجلاء، وأصدقاء أوفياء، وزملاء أعزاء،
أتقدم إليكم بجزيل الشكر والتقدير، مقرونًا بهذا الجهد المتواضع،
عرفانًا بجميلكم، ووفاءً لمواقفكم النبيلة.

أسامة

فهرس المحتويات

الشكر

الإهداء

فهرس المحتويات

قائمة الأشكال

قائمة الجداول

المقدمة

5	1.1 الشمس.....
6	1.1.1 مقدمة عامة عن الشمس..
7	2.1.1 مكونات الشمس.....
9	3.1.1 دورة حياة الشمس.....
10	2.1 الطاقة الشمسية.....
10	1.2.1 الطاقة الشمسية الكهروضوئية.....
12	2.2.1 الطاقة الشمسية الحرارية.....
12	3.2.1 الطاقة الشمسية السلبية.....
13	4.2.1 الطاقة الشمسية المركزة.....
15	3.1 الثابت الشمسي.....
15	4.1 الإشعاع الشمسي.....
15	1.4.1 الإشعاع المباشر:
16	2.4.1 الإشعاع المنتشر:

16	3.4.1 الإشعاع الكلي:.....
17	4.4.1 الإشعاع المنعكس:.....
17	5.1 الطيف الشمسي:.....
18	1.5.1 إشعاع الجسم الأسود وطيف الشمس:.....
18	2.5.1 أنواع الطيف الشمسي:
18	3.5.1 تأثير الغلاف الجوي على الإشعاع:.....

الفصل الثاني : المجمعات الشمسية

22	1.2 أنواع المجمعات الشمسية الحرارية ومبدأ العمل.....
22	1.1.2 المجمعات الشمسية المسطحة.. ..
20	2.1.2 المجمعات الشمسية بالأنابيب المفرغة.....
26	3.1.2 المجمعات الشمسية المركزة.....
31	4.1.2 المجمعات الشمسية الهوائية.....
32	5.1.2 المجمع الشمسي الهجين الكهروضوئي الحراري.....
33	2.2 دراسة المجمعات الشمسية الأسطوانية المكافئة CCP
34	1.2.2 مبدأ العمل.....
35	2.2.2 مكونات المجمع الشمسي الأسطواني المكافئ.....
42	3.2.2 خصائص المجمع الأسطواني المكافئ

الفصل الثالث : تحسين انتقال الحرارة

54	1.3 تقنيات تحسين انتقال الحرارة
----	---------------------------------------

فهرس المحتويات

54 1.1.3 التقنيات السلبية.....

56 2.1.3 التقنيات النشطة.....

57 2.3 تحسين الأداء الحراري لمركزات الطاقة الشمسية:.....

الفصل الرابع : النمذجة الرياضية و إجراء الحل العددي

71 1.4 الصياغة الرياضية.....

76 1.1.4 الأعداد اللابعدية والعلاقات المستخدمة.....

77 2.1.4 معامل التحسين الحراري (η).....

78 2.4 منهجية الحل العددي..

79 1.2.4 إعداد النموذج الهندسي والشبكة الحسابية عبر SpaceClaim.....

79 2.2.4 إعداد الشبكة باستخدام أداة Meshing في ANSYS Workbench.....

80 3.2.4 المحاكاة باستخدام FLUENT في ANSYS Workbench.....

81 4.2.4 دراسة إستقلالية الشبكة meshing.....

82 5.2.4 التحقق من صحة النموذج.....

الفصل الخامس : النتائج و المناقشات

87 1.5 تأثير وجود الزعانف.....

90 2.5 دراسة المعيارية (البارامترية).....

90 1.2.5 تأثير إرتفاع الزعانف P.....

94 2.2.5 تأثير سمك الزعانف t.....

98 3.2.5 تأثير عدد الزعانف.....

فهرس المحتويات

98 الخاتمة

98 المراجع

قائمة الأشكال

- الشكل 1.1 : الشمس 5
- الشكل 2.1: مكونات الشمس 9
- الشكل 3.1 : ألواح الطاقة الشمسية 10
- الشكل 1.2 : مكونات المجمع الشمسي المسطح 21
- الشكل 2.2 : مكونات المجمع الشمسي المسطح 23
- الشكل 3.2 : تبادلات الإشعاع والحرارة في المجمع الشمسي المسطح 23
- الشكل 4.2 : مقطع توضيحي لأنبوب مفرغ في أنظمة التسخين الشمسي 25
- شكل 5.2 : مخطط لمجمع أسطواني مكافئ 27
- شكل 6.2 : مخطط لمجمع شمسي مكافئ 28
- الشكل 7.2: محطات الطاقة الشمسية البرجية 29
- الشكل 8.2: المجمعات الشمسية عدسة فرينيل 29
- الشكل 9.2: مرآة ذات قطع مكافئ Dish–Stirling 30
- الشكل 10.2 : المجمع الشمسي الهجين PVT 33
- الشكل 11.2: مكونات الأنبوب الممتص (المستقبل) 37
- الشكل 12.2: العاكس الشمسي في المجمع PTC 40
- الشكل 13.2 : أنماط التتبع الشمسي للحوض المكافئ الأسطواني 42
- الشكل 14.2 : مقطع عرضي لمبادل حراري بأنايبب متحدة المحور (CCP) 43
- الشكل 15.2: مخططات تخطيطية تُظهر مقاطع عرضية لأنابيب الاستقبال 46
- الشكل 16.2 : أوضاع انتقال الحرارة في المُستقبلِ الشمسي 46
- الشكل 1.4 : الأنبوب الماص المدروس 71
- الشكل 2.4: الانبوب الماص في SpaceClaim 79
- الشكل 3.4: تمثيل الشبكة 80
- الشكل 4.4: محاكاة الانبوب الماص باستخدام FLUENT 81
- الشكل 5.4: تمثيل الشبكة المستخدمة في هذه الدراسة. 82
- الشكل 6.4 : مقارنة بين القيم النظرية والعددية لمعامل الاحتكاك. 83

قائمة الأشكال

- الشكل 7.4 : مقارنة بين القيم النظرية والعددية لعدد نسلت. 84
- الشكل 8.4: مقارنة بين القيم النظرية والتجريبية لدرجة حرارة الخروج. 85
- الشكل (1.5): خطوط تساوي درجة الحرارة بوحدة [K] (أ) أنبوب ماص أملس، (ب) أنبوب ماص بزعانف. 89
- الشكل (2.5): مجال درجات الحرارة في مقطع عرضي للأنبوب الماص عند $Re = 5.87 \times 10^4$ ، $N = 5$ ، $t = 4$ ، (أ) عند المدخل، (ب) عند المخرج. 90
- الشكل (3.5): معامل الاحتكاك داخل الأنبوب الماص بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $t = 4$ mm ... 91
- الشكل (4.5): عدد نسلت داخل الأنبوب الماص بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $t = 4$ mm 92
- الشكل (5.5): الكفاءة الحرارية للمجمع الشمسي الأسطواني المكافئ بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $t = 4$ mm 93
- الشكل (6.5): معامل التحسين الحراري بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $t = 4$ mm 94
- الأشكال (7.5) مجالات درجات الحرارة في مقطع عرضي عند مدخل ومخرج الأنبوب الماص 94
- الشكل (8.5): معامل الاحتكاك داخل أنبوب الامتصاص بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $p = 15$ 95
- الشكل (9.5): عدد نسلت في الأنبوب الماص بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $p = 15$ 96
- الشكل (10.5): الكفاءة الحرارية للمركز الشمسي الأسطواني بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $p = 15$ mm 97
- الشكل (11.5) : مؤشر التحسين الحراري بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $p = 15$ mm 97
- الشكل (12.5): مجال درجات الحرارة في مقطع عرضي للأنبوب الماص $Re = 5.87 \times 10^4$ ، $t = 6$ ، $p = 15$ mm ، (أ) عند المدخل، (ب) عند المخرج. 98
- الشكل (13.5): عدد نسلت في الأنبوب الماص بدلالة عدد رينولدز $t = 6$ mm ، $p = 15$ mm .. 99
- الشكل (14.5): معامل الاحتكاك داخل الأنبوب الماص بدلالة عدد رينولدز $t = 6$ mm ، $p = 15$ mm 99
- الشكل (15.5): الكفاءة الحرارية للمجمع الشمسي الأسطواني المكافئ بدلالة عدد رينولدز $t = 6$ mm ، $p = 15$ mm 101
- الشكل (16.5): مؤشر التحسين الحراري بدلالة عدد رينولدز $t = 6$ mm ، $p = 15$ mm 101

قائمة الجداول

- الجدول 1.1: خصائص الشمس 6
- الجدول 2.1: معامل الاضطراب ومعامل ارتفاع الماء 16
- الجدول 1.2: قيم معامل الامتصاص والانبعث لبعض الطلاءات الانتقائية 36
- الجدول 1.4: يمثل خصائص المائع *theminol vp – 01* 75
- الجدول 2.4: يمثل خصائص المعدن *stainless steel 304* 75
- الجدول 3.4: الشبكات المستخدمة في دراسة استقلالية الشبكة 81
- الجدول 1.5: يمثل خصائص المائع *theminol vp – 01* 88

قائمة الرموز

الوحدة في النظام الدولي	المقدار الفيزيائي	الرمز
W/m^2	شدة الإشعاع الشمسي المباشر	I
--	الكتلة الهوائية الضوئية	AM
W/m^2	شدة الإشعاع الشمسي الكلي	G
W/m^2K	معامل انتقال الحرارة بالحمل	h
m/s	مكونات متجه السرعة	u ,v,w
pa	الضغط	p
m^2	مساحة سطح المُستقبل	A
m	القطر الداخلي للأنبوب	D_{ri}
--	معامل الاحتكاك	f
K	درجة الحرارة	T
--	معامل التركيز	C_R
J/kg	الحرارة النوعية	C_p
m	طول الأنبوب الماص	L
--	عدد نسلت (Nusselt)	Nu
--	عدد برانتل (Prandtl)	Pr
--	عدد رينولدز (Reynolds)	Re
mm	ارتفاع الزعانف	P
mm	سُمك الزعانف	t
--	عدد الزعانف	N
l/s	التدفق الحجمي للمائع الناقل للحرارة	q_v
--	معامل انتقال الحرارة بالحمل	x
s	الزمن	t
--	زاوية ورود الإشعاع الشمسي	i
kg/m^3	الكتلة الحجمية / الكثافة	ρ
W/mK	الموصلية الحرارية	λ
W	التدفق الحراري / الفيض الحراري	ϕ
Pa.s	اللزوجية الديناميكية للمائع	μ
W/m^2	كثافة التدفق الحراري	φ
--	معامل التحسين الحراري	η
--	الكفاءة الحرارية	η_{th}

مقدمة العامة

مقدمة عامة

تُعتبر الطاقة المتجددة وبشكل خاص الطاقة الشمسية الحرارية من المصادر التي تم استخدامها منذ زمن بعيد لأغراض منزلية وصناعية بدءًا من التدفئة وإنتاج المياه الساخنة وصولاً إلى توليد الكهرباء وسباكة المعادن، لقد ساهمت أنظمة التركيز الشمسي مثل أجهزة التركيز الشمسي الأسطواني المكافئ أو أنظمة الهليوستات بشكل كبير في تطور استخدام الطاقة الشمسية الحرارية. تعتمد معظم أنظمة إنتاج الكهرباء من الطاقة الشمسية الحرارية (أو الديناميكية الحرارية) على أجهزة التركيز الشمسي الأسطواني المكافئ التي تتميز بتركيز خطي للإشعاع الشمسي.

لجعل هذا النوع من الأنظمة الشمسية تنافسية يسعى الباحثون دائماً إلى زيادة كفاءتها وفعاليتها، بالإضافة إلى ذلك فإن زيادة الكفاءة الحرارية تؤدي إلى انخفاض درجة حرارة الأنبوب الماص مما يقلل من تغيرات الحرارة عليه، وبالتالي يقلل من المشاكل المحتملة الناتجة عن التشوهات الحرارية الميكانيكية. يعتبر تحسين أو تعزيز انتقال الحرارة بين السائل الناقل للحرارة وجدار الأنبوب الماص من بين أكثر الوسائل فعالية لزيادة كفاءة أنظمة إنتاج الكهرباء الشمسية، يقترح الباحثون عموماً تقنيتين لتحسين نقل الحرارة في الأنابيب: التقنيات السلبية والتقنيات النشطة. لا تتطلب الطرق السلبية أي طاقة إضافية وغالباً ما تستخدم تعديلات هندسية داخل الأنابيب أو في مجرى التدفق على النقيض من ذلك تتطلب الطرق النشطة طاقة لتعمل.

في هذه الدراسة اخترنا التركيز على إحدى التقنيات السلبية التي لا تحتاج إلى استهلاك طاقة إضافية، تتعلق التقنيات السلبية بالتعديلات الممكنة على سطح تبادل الحرارة بدءاً من تغيير حالته (مثل إنشاء خشونة صناعية) مروراً بإدخال عناصر مثل الزعانف أو الحواجز وصولاً إلى إضافة طلاءات لتعديل خصائص السطح، تعمل الخشونة السطحية على تعزيز الاضطراب، بينما تعدل العناصر شكل التدفق وتعزز عملية الخلط من ناحية أخرى تزيد العناصر من مساحة تبادل الحرارة مما يساعد على تقليل المقاومة الحرارية المرتبطة بها.

الهدف الرئيسي من هذا العمل هو دراسة تحسين تبادل الحرارة في الأنبوب الماص للمجمع الشمسي الأسطواني المكافئ من خلال دراسة رقمية باستخدام برنامج workbench، لقد اقترحنا إدخال زعانف طولية في الجزء السفلي من الأنبوب الماص حيث يتم تركيز الإشعاع الشمسي، نظراً لأن انتقال الحرارة مهم في هذه المنطقة من الأنبوب، فإن توزيعه الجيد يكون مفيداً جداً لتحقيق كفاءة حرارية عالية للمجمع

الشمسي المكافئ، تم استغلال تأثير الأبعاد وعدد الزعانف على انتقال الحرارة من خلال المقارنة مع حالة الأنبوب الماص بدون زعانف.

تتكون المذكورة من خمسة فصول تسبقها مقدمة وتتبعها خاتمة عامة، في الفصل الأول نقدم معلومات عامة حول الشمس و الإشعاع الشمسي، ثم خصصنا الفصل الثاني لاستعراض مختلف أنواع المركبات الشمسية مع التركيز على المجمع الشمسي الأسطواني المكافئ أما الفصل الثالث فتم ذكر فيه طرق تحسين إنتقال الحرارة السلبية و النشطة مع عرض نتائج دراسات سابقة حول تحسين إنتقال الحرارة في المجمع الشمسي الأسطواني المكافئ، الفصل الرابع مخصص لعرض النموذج الرياضي الذي يحكم ظواهر تدفق السوائل وانتقال الحرارة أحادي الطور في الأنبوب الماص للمجمع الشمسي الأسطواني المكافئ في هذا الفصل نقدم أيضاً الإجراء الرقمي لحل معادلات النموذج الرياضي ودراسة استقلالية الشبكة والتحقق من صحة هذه الإجراءات الرقمية. أخيراً في الفصل الخامس والأخير يتم عرض النتائج التي تم الحصول عليها وتفسيرها حيث تم تناول تأثير المعلمات الهندسية وعدد الزعانف في هذا الفصل.

الفصل الأول: الشمس مصدر الطاقة

تمهيد

تعتبر الطاقة الشمسية المصدر الرئيسي والهام الذي يمد الأرض بالطاقة، تقوم الشمس بإمداد الأرض بطاقة تزيد عن إجمالي احتياج العالم من الطاقة بنحو 5000 مرة حيث أن الطاقة التي يمكن الحصول عليها من الشمس لمدة 105 min تكفي احتياجات العالم أجمع لمدة عام [1].

ولقد أصبحت للطاقة الشمسية مكانة لائقة بين مصادر الطاقة الأخرى في الوقت الحاضر، واعتمدت ميزانيات كبيرة في اغلب الدول لاستغلالها، كما تعددت الطرق المقترحة للاستفادة منها مثل التحويل الكهروضوئي والتحويل الحراري، أما في هذا الفصل فسننظر إلى دراسة عامة حول الشمس، الطاقة الشمسية والأشعة الشمسية.

1.1 الشمس

الشمس هي نجم أصفر متوسط الحجم، وهي النجم الوحيد في النظام الشمسي وأقربها إلى الأرض. تُعتبر المصدر الرئيسي للضوء والحرارة على كوكب الأرض، تبلغ درجة حرارة مركزها حوالي 14 مليون درجة مئوية، بينما تصل إلى حوالي 6000 C° على سطحها. تتكون بشكل رئيسي من غاز الهيدروجين، الذي يشكل حوالي 80 % من مكوناتها، ويليه الهيليوم والأوكسجين والنيتروجين كما هو موضح في الشكل (1.1) [2].

يستغرق ضوءها حوالي 8 min للوصول إلى الأرض، ما يجعلها المصدر الوحيد للطاقة الضرورية لدعم الحياة. ثاني أقرب نجم إلى الأرض هو بروكسيما سنتوري الذي يبعد مسافة تقدر بحوالي 4.23 سنة ضوئية، وهي مسافة شاسعة، مما يجعلها تظل الأقرب الذي يوفر الطاقة اللازمة للحياة [3].



الشكل 1.1 : الشمس

تُعد هذه النجمة ذات أهمية أساسية للإنسانية فهي أصل الحياة على الأرض، حيث تمدّها بكميات هائلة من الطاقة التي تسمح بوجود الماء في حالته السائلة. كما تساهم في عملية التركيب الضوئي للنباتات، ما يعد أساسًا لوجود الحياة النباتية وسلسلة الغذاء، بالإضافة إلى ذلك تؤثر بشكل كبير على المناخ والظواهر الجوية، فهي المصدر الرئيسي لتوليد الطقس ودورته على كوكب الأرض.

1.1.1 مقدمة عامة عن الشمس

الشمس هي نجم المجموعة الشمسية التي تضم بالإضافة إلى الشمس نفسها تسعة كواكب رئيسية والكثير من الأقمار إضافة إلى مجموعة من الأجسام الفضائية الأخرى كالكويكبات والنيازك والشهب. تتكون من عنصرين أساسيين الهيدروجين والهيليوم، إذ تبلغ نسبة الهيليوم 19% والهيدروجين 80% أما الجزء المتبقي فيتكون من عناصر أخرى كالكربون والنيتروجين، تعتبر الشمس أكبر من كواكب المجموعة الشمسية مجتمعة، ويبلغ وزنها حوالي $2 \times 10^{30} kg$ وهو ما يعادل 99.9% من مجمل كتلة النظام الشمسي بأكمله. الجدول 1.1 يوضح أهم خصائص الشمس[4]:

الجدول 1.1: خصائص الشمس

خصائص الشمس	
$4.5 \times 10^9 ans$	عمر الشمس
$149.6 \times 10^6 km$	متوسط البعد عن الأرض
$2.5 \times 10^{17} km$	متوسط البعد عن مركز مجرة درب التبانة
$2.26 \times 10^8 ans$	دورة الشمس حول مركز المجرة
$217 km/s$	سرعة الشمس في مدارها حول مركز المجرة
1.392×10^6	قطر الشمس
$6.09 \times 10^{12} km^2$	مساحة الشمس السطحية
$2 \times 10^{30} kg$	كتلة الشمس

1408 kg/m ³	كثافة الشمس
273.95 m/s ²	جاذبية سطح الشمس
617.54 k/s	سرعة الإفلات من سطح الشمس
5800 K	درجة الحرارة السطحية
15.7 × 10 ⁶ K	درجة حرارة مركز الشمس
3.827 × 10 ²⁶ W	القدرة الإشعاعية للشمس
25 يوم	دورة الشمس المحورية عند خط الاستواء
2 km/s	سرعة الدوران حول محورها
مكونات الشمس (النسب المئوية بالنسبة للكتلة)	
80 %	هيدروجين
19 %	هيليوم
1 %	عناصر أخرى

2.1.1 مكونات الشمس

◀ النواة تحتوي على 40 % من كتلة الشمس، وهي المنطقة التي يتم فيها توليد 90 % من طاقتها على شكل أشعة غاما والأشعة السينية [5]، يتم امتصاص جميع الإشعاعات المنبعثة من هذه المنطقة بالكامل بواسطة الطبقات العليا، تمتد هذه المنطقة على سمك يبلغ 25,104 km ، وتتميز بالخصائص التالية [6]:

× درجة حرارة تصل إلى 15×10^6 °C .

× الكثافة تبلغ: 1015 kg/m^3 .

× الضغط يبلغ: 109 atm .

◀ المنطقة الإشعاعية حيث تنتقل الحرارة المنتجة عبر الانتشار الإشعاعي، وتتميز بالخصائص

التالية [7]:

× سمك يبلغ $244,160 \text{ km}$.

× درجة حرارة تتراوح من $10 \times 10^6 \text{ }^\circ\text{C}$ إلى $5 \times 10^6 \text{ }^\circ\text{C}$.

◀ منطقة الحمل الحراري حيث تنتقل الحرارة المنتجة عبر الحمل الحراري المضطرب، وتتميز

بالخصائص التالية :

× درجة حرارة تتراوح بين $2 \times 10^6 \text{ K}$ و 5700 K

× سمك يبلغ حوالي $199,758 \text{ km}$.

◀ طبقة الفوتوسفير: هي طبقة غير شفافة، حيث أن الغازات المكونة لها مشحونة بشكل قوي وقادرة

على امتصاص وإصدار طيف مستمر من الإشعاعات، تصدر 99 % من الإشعاع الكلي بشكل رئيسي

في الطيف المرئي، وهي الطبقة التي يدركها العين البشرية. وتتميز بالخصائص التالية: [8]

× تتخفض درجة حرارة السطح من $4500 \text{ }^\circ\text{C}$ إلى $6400 \text{ }^\circ\text{C}$.

× الضغط يبلغ: $1 \times 10^{-6} \text{ atm}$.

× سمك يبلغ 500 km .

◀ الكروموسفير مع الهالة، يشكلان الغلاف الجوي للشمس، وتتميز هذه الطبقة بالخصائص التالية [8]:

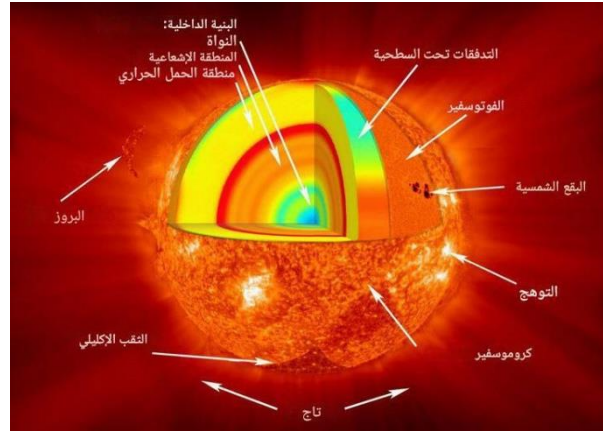
× سمك يبلغ 2000 km .

× درجة حرارة تزداد من 4200°C إلى 10000°C .

◀ الهالة هي آخر طبقة في الشمس، وتتميز بالخصائص التالية:

× ليس لها حد دقيق.

× تزداد درجة الحرارة من $1 \times 10^6 \text{ }^\circ\text{C}$ إلى $2 \times 10^6 \text{ }^\circ\text{C}$.



الشكل 2.1: مكونات الشمس

3.1.1 دورة حياة الشمس

يبلغ عمر الشمس حاليًا نحو 4.6 مليار سنة، وقد نشأت من سحابة ضخمة من الغبار والغاز الذري التي تشكلت نتيجة انفجار نجم عملاق سابق. حيث تفاعلت أجزاء هذه السحابة تحت تأثير قوى الجذب، مما أدى إلى تضاعفها باتجاه المركز. ومع ازدياد الضغط والحرارة داخلها، بدأت التفاعلات النووية الاندماجية في قلب الشمس.

في الخمسة مليارات عام القادمة، سينفذ الوقود النووي المتمثل في غاز الهيدروجين، ما سيؤدي إلى توقف هذه التفاعلات النووية. عندها ستبدأ الشمس في التوسع والانتفاخ لتصبح نجمًا أحمر ضخمًا يُعرف بالعملاق الأحمر. في هذه المرحلة، قد تبتلع الشمس كوكبي عطارد والزهرة، وربما الأرض أيضًا. ويزداد حجم الشمس ليصل إلى 250 ضعفًا من حجمها الحالي.

بعد ذلك ستقوم الشمس بطرد الطبقة الخارجية من الغاز، مما يؤدي إلى فقدان جزء من كتلتها. هذه الطبقة التي ستنفصل تشكل سحابة كوكبية، بينما يبقى في قلب الشمس ما يُسمى "القزم الأبيض". القزم الأبيض سيكون بحجم مشابه لحجم الأرض تقريبًا، وسيبدأ في البرود التدريجي مع مرور المليارات من السنين، حتى يضمحل نهائيًا [9].

2.1 الطاقة الشمسية

الطاقة الشمسية أو ما يسمّى بالإشعاع الشمسي هي الطاقة المنبعثة من أشعة الشمس بشكلٍ رئيسيٍّ على شكل حرارة وضوء وهي نتاج التفاعلات النووية داخل النجم الأقرب إلينا وهو الشمس، ولهذه الطاقة أهمية كبيرة في الكرة الأرضية والكائنات الحية الموجودة على سطحها وتعتبر كمية هذه الطاقة الناتجة تفوق بكثير متطلبات الطاقة الحالية في العالم بشكل عام، وإذا تم تسخيرها واستغلالها بشكلٍ مناسب فقد تلبى جميع احتياجات الطاقة المستقبلية [10].

1.2.1 الطاقة الشمسية الكهروضوئية

الطاقة الشمسية الكهروضوئية هي نتيجة للتحويل المباشر لضوء الشمس إلى طاقة كهربائية، على عكس الطاقة الشمسية الحرارية التي تستخدم ضوء الشمس لتوفير حرارة منخفضة أقل من ($100^{\circ}C >$) والطاقة الشمسية الديناميكية الحرارية التي توفر حرارة عالية لتشغيل التوربينات. في الممارسة العملية، يتم التحويل الكهروضوئي بواسطة خلايا شمسية غالبًا ما يتم تجميعها في ألواح شمسية أو وحدات. الشكل (3.1) بعد حوالي مئتي عام من اكتشاف تأثير الكهروضوئية بواسطة إدموند بيكريل (1820-1891)، أصبحت الألواح الشمسية تكنولوجيا شائعة، نراها على أسطح المنازل أو على طول مسارات السكك الحديدية. قد تؤدي هذه الألفة الظاهرة إلى نسيان التطور السريع لهذا المجال، الذي انتقل في غضون سنوات قليلة من كونه خيالًا طاقيًا إلى تكنولوجيا أساسية في قطاع الكهرباء [11].



الشكل 3.1 : ألواح الطاقة الشمسية

1.1.2.1 مكونات النظام الكهروضوئي

◀ الألواح الشمسية (Solar Panels): تحتوي على خلايا شمسية تقوم بتحويل الطاقة الضوئية إلى

كهرباء. [12]

◀ العاكس (Inverter): يحوّل التيار المستمر (DC) إلى تيار متردد (AC) قابل للاستخدام في المنازل والمصانع .

◀ منظم الشحن (Charge Controller): ينظم شحن البطاريات ويحافظ على عمرها الافتراضي. [13]

◀ البطاريات (Batteries): تُستخدم لتخزين الطاقة الزائدة لاستخدامها لاحقاً .

◀ هيكل التثبيت: يُستخدم لتثبيت الألواح على الأسطح بزوايا مناسبة لزيادة الكفاءة .

2.1.2.1 مزايا الطاقة الشمسية الكهروضوئية

◀ مصدر طاقة نظيف ومتجدد

◀ يقلل من فواتير الكهرباء .

◀ لا يُحدث ضوضاء .

◀ صيانة منخفضة .

◀ إمكانية الاستخدام في المناطق النائية .

3.1.2.1 عيوب الطاقة الشمسية الكهروضوئية

◀ تكلفة أولية مرتفعة لتركيب النظام .

◀ يعتمد الإنتاج على الطقس والإشعاع الشمسي .

◀ انخفاض الكفاءة تدريجياً مع مرور الوقت .

◀ الحاجة لمساحات كبيرة في بعض الأنظمة .

تُعد الطاقة الشمسية الكهروضوئية من الحلول الواعدة لمستقبل الطاقة العالمي، حيث تساهم في تحقيق الاستدامة البيئية والاقتصادية. ومع تطور التكنولوجيا، يُتوقع أن تتخفض تكاليفها وتزداد كفاءتها، مما يجعلها خيارًا مثاليًا للطاقة في مختلف أنحاء العالم.

2.2.1 الطاقة الشمسية الحرارية

تتمثل هذه الطاقة في تحويل أشعة الشمس إلى طاقة حرارية، أي إلى حرارة. ويمكن استخدام هذه الطاقة بشكل مباشر إما للتدفئة أو للحصول على ماء ساخن.

المبدأ العام هو تركيز أشعة الشمس في نقطة واحدة. ثم يتم حجز هذه الأشعة بواسطة مجمعات شمسية زجاجية تنقل الطاقة الشمسية إلى ممتصات معدنية. تقوم هذه الممتصات بتسخين شبكة من الأنابيب التي يمر بها سائل ناقل للحرارة (أي سائل يستقبل الحرارة في نقطة معينة من دائرته ويُفرغها في نقطة أخرى). بعدها، يقوم هذا المبادل الحراري بتسخين الماء المخزن في خزان المياه.

هذه الطاقة يمكن استخدامها وبطرق بسيطة في عدة مجالات :

◀ في الخلايا الشمسية مباشرة لتوليد الكهرباء بكفاءة % 15 تقريبا أي ان المتر المربع من الخلايا

الشمسية سيعطيك تقريبا $150 W$

◀ في المجمعات الحرارية لعمليات التسخين المختلفة وخاصة الماء للاستخدامات المنزلية والصناعية

وتسخين الهواء بغرض التدفئة ... وعمليات تجفيف المحاصيل ... الاستخدامات الحرارية للطاقة الشمسية تعمل بكفاءة تتراوح بين 30 و 70 % حسب نوع التطبيق ودرجة الحرارة المطلوبة [14].

3.2.1 الطاقة الشمسية السلبية

وفقا للتعريف الذي وضعه ج. ك. بول J. K. Paul، فإن أنظمة الطاقة الشمسية السلبية هي أنظمة تستخدم لجمع وتخزين وتوزيع الطاقة الحرارية عن طريق الإشعاع الطبيعي، والتوصيل والحمل الحراري من خلال التصميم المتطور والاختيار الحكيم لمواد البناء. وهذا التعريف يوضح أن فكرة الطاقة الشمسية السلبية تقوم

على استخدام العمليات الطبيعية، مثل الإشعاع، والتوصيل والحمل الحراري، لتوزيع الحرارة التي توفرها الشمس. وتشمل الطاقة الشمسية السلبية أيضاً حجب أشعة الشمس بغرض التبريد خلال الصيف.

ويسهم دمج الطاقة الشمسية السلبية في تصاميم المباني في تقليل تكاليف استهلاك الطاقة بهذه المباني. فوفقاً لدراسة علمية، يمكن لمنزل تستخدم فيه الطاقة الشمسية السلبية توفير نحو 160 دولاراً أمريكياً في السنة من خلال استخدام مادة عزل قابلة للنقل movable insulation أو الزجاج ذي الانبعاث الحراري المنخفض low emissivity glass، أو الزجاج الذي يشع مستويات منخفضة من الطاقة الحرارية الإشعاعية radiant thermal energy.

من ناحية أخرى، تعدّ تقنيات الطاقة الشمسية السلبية من المصادر التي تسهم في سد الحاجة إلى كميات زائدة من الطاقة، وبذلك فإنها تساعد على إطالة مدة بقاء مصادر الطاقة الأخرى المعرضة للنفاذ (كالنفط والفحم والغاز الطبيعي) [15].

4.2.1 الطاقة الشمسية المركزة

تستخدم أنظمة الطاقة الشمسية المركزة مرايا لتركيز بقعة كبيرة من ضوء الشمس أو الطاقة الشمسية الحرارية على مساحة صغيرة. وعندها يتم تحويل الضوء المركز إلى حرارة باستخدام سائل ناقل للحرارة والتي تشغل محركاً حرارياً موصولاً بمولد للطاقة ليتم بذلك توليد الكهرباء. وتعتبر هذه الأنظمة تقنيات واعدة في مجال الطاقة الشمسية يمكن توظيفها لتوليد الكهرباء بكميات كبيرة. ومن شأن تزويد محطات الطاقة الشمسية المركزة بتقنيات لتخزين الطاقة الحرارية أن يتيح توليد الكهرباء (حمل أساسي) بشكل مستقر على مدار الـ 24 ساعة، ما يجعلها مؤهلة لربطها بشبكة الكهرباء الرئيسية [15].

1.4.2.1 أنواع المجمعات الشمسية المركزة CSP

- ◀ نظام القطع المكافئ (Parabolic Trough): يستخدم مرايا مكافئة لتركيز الأشعة الشمسية على أنبوب ناقل للحرارة. يُعد أكثر أنواع CSP استخدامًا عالميًا [16].
- ◀ البرج المركزي (Central Tower): تُركّز مجموعة من المرايا (Heliostats) ضوء الشمس على مستقبل حراري يقع في قمة برج، ما يولّد حرارة عالية جدًا لتشغيل التوربينات [17].
- ◀ الطبق الشمسي (Dish-Stirling): يركز طبق مكافئ كبير الضوء على محرك ستيرلينغ، الذي يحول الطاقة الحرارية إلى طاقة ميكانيكية ثم كهربائية [18].
- ◀ مرايا فريزل الخطية (Linear Fresnel): تستخدم مرايا طويلة مسطحة أو منحنية قليلاً لتركيز الأشعة على أنبوب ناقل حراري، وتتميز بانخفاض التكلفة مقارنة بالأنواع الأخرى. [19].

2.4.2.1 مزايا CSP

- ◀ القدرة على تخزين الحرارة وإنتاج الكهرباء حتى بعد غروب الشمس (thermal storage).
- ◀ فعالة في المناطق ذات الإشعاع الشمسي العالي.
- ◀ إنتاج طاقة على نطاق واسع ومناسب للمشاريع الصناعية.

3.4.2.1 عيوب CSP

- ◀ يتطلب مساحات كبيرة من الأرض.
- ◀ تكلفة إنشائه أعلى من الأنظمة الكهروضوئية حاليًا.
- ◀ يتأثر بشكل كبير بالعوامل المناخية (الغيوم، الغبار، إلخ).
- ◀ مناسب فقط للمناطق المشمسة جدًا.

3.1 الثابت الشمسي

الثابت الشمسي هو كمية الطاقة الشمسية التي يتلقاها متر مربع واحد من سطح يقع على مسافة وحدة فلكية واحدة من الشمس (أي متوسط المسافة بين الأرض والشمس)، عندما يكون هذا السطح موجَّهًا بشكل عمودي تمامًا نحو أشعة الشمس، وفي غياب الغلاف الجوي.

بالنسبة للأرض، يمثل الثابت الشمسي كثافة تدفق الطاقة الشمسية عند الحد الأعلى للغلاف الجوي. ونظرًا لأن مدار الأرض حول الشمس ليس دائريًا تمامًا، بل إهليجيًا (بيضاويًا)، فإن المسافة بين الأرض والشمس تتغير قليلًا خلال السنة بنسبة تصل إلى نحو % 1.7. يُعتبر الثابت الشمسي متوسط مقدار الإشعاع الشمسي الذي تستقبله الأرض عند الحد العلوي لغلافها الجوي، وتقدَّر قيمته بحوالي $1367 W/m^2$ [20].

4.1 الإشعاع الشمسي

يُعدُّ الإشعاع الشمسي أكبر تدفق للطاقة التي تدخل إلى النظام البيئي الأرضي. عند اختراقه الغلاف الجوي ينعكس جزء من هذا الإشعاع إلى الفضاء الخارجي، بينما يتسلل الباقي عبر الغلاف الجوي، حيث يتم امتصاص جزء منه بواسطة مكوناته من الغازات، فيما يتشتت جزء آخر بفعل الانعكاسات على السحب والعوالق الصلبة مثل الغبار. أما الجزء المتبقي، فيصل إلى سطح الأرض بشكل مباشر. وتقدَّر كمية هذه الطاقة بحوالي $1,000,000 TW$ ، أي ما يعادل 6000 ضعف الاستهلاك العالمي للطاقة الأولية.

هناك أربعة أنواع للإشعاع الشمسي [2]:

1.4.1 الإشعاع المباشر

وهو جزء من الإشعاع الشمسي الذي يصل سطح الأرض حيث أنه لا يتأثر بعوامل الامتصاص والانتشار. تعطى عبارة الإشعاع الشمسي المباشر الوارد من الشمس إلى سطح الأرض ناظميا بعد اختراقه للغلاف الجوي بالعلاقة (1.1):

$$1.1 \quad I_b = I [a_0 + a_1 e^{-K.AM}]$$

حيث a_0 و a_1 و K ثوابت تجريبية تعطى من طرف Duffie و Beckman بالعلاقات التالية (2.1) (4.1) (3.1):

$$2.1 \quad a_0 = 0.94[0.4237 - 0.00821(6 - Z)^2]$$

$$3.1 \quad a_1 = 0.98 [0.5055 - 0.005952(6.5 - Z)^2]$$

$$4.1 \quad K = 1.02[0.2711 - 0.01858(2.5 - Z)^2]$$

حيث: Z ارتفاع المنطقة فوق سطح البحر معبرا عنها بالكيلومتر (Km)، و AM الكتلة الهوائية الضوئية

و I الثابت الشمسي خارج الغلاف الجوي، أما في حالة الإشعاع الشمسي المباشر الذي يرد بزاوية i

على سطح مائل تعطى عبارته بالعلاقة (5.1):

$$5.1 \quad I_{bt} = I_b \cos i$$

2.4.1 الإشعاع المنتشر

وهو جزء من الإشعاع الشمسي الذي يصل سطح الأرض بعد تعرضه لعوامل الانكسار والانعكاس. وتعطى

عبارته في حالة سطح أفقي بالعلاقة (6.1):

$$6.1 \quad I_d = I_0 \sin h [0.2710 - 0.2939(a_0 - a_1 e^{-K \cdot AM})]$$

3.4.1 الإشعاع الكلي

يكون الإشعاع الكلي الواصل إلى سطح الأرض مجموع الإشعاعين المباشر والمنتشر.

ويحسب في حالة الإشعاع الناظمي $i = 0$ بالعلاقة (7.1):

$$7.1 \quad G = (1270 - 56T_L)(\sin h)^{\frac{T_L+36}{33}}$$

حيث T_L : معامل الاضطراب للغلاف الجوي ويعطى بالعلاقة (8.1):

$$8.1 \quad T_L = 2.5 + 16\beta_A + 0.5 \ln \omega$$

حيث β_A معامل أنغيشتروم و W ارتفاع الماء المكثف وقيمتها تتغير حسب الحالة الجوية كما هو موضح في الجدول 2.1 :

الجدول 2.1: قيم معامل الاضطراب ومعامل ارتفاع الماء المكثف

سماة صافية	سماة متوسطة	سماة مضطربة	
0.05	0.1	0.2	β_A
1cm	2cm	5cm	W

4.4.1 الإشعاع المنعكس

الإشعاع المنعكس هو جزء من الضوء الذي يعكسه سطح الأرض. هذا الجزء يُؤخذ في الاعتبار فقط عندما يكون السطح مائلاً، ويعتمد بشكل كبير على نوعية السطح. النسبة بين الطاقة المنعكسة والطاقة التي تسقط على السطح تعرف باسم "البياض" (Albedo). يُستخدم هذا المصطلح عادة للإشارة إلى الأرض أو السحب، وهو يعبر عن متوسط قدرة السطح على عكس الإشعاع في جميع الزوايا الممكنة. البياض يعتمد بشكل كبير على نوع الأرض وحالة السطح.

البياض الكلي للنظام الأرضي جوي يبلغ حوالي 0.3، مما يعني أن 30 % من الإشعاع الشمسي يُنعكس، بينما يتم امتصاص 70 %، على سبيل المثال بياض الغابات يقدر بحوالي 0.15، بينما بياض الصحاري يبلغ حوالي 0.35، وبياض الأسطح الثلجية يصل إلى 0.6.

5.1 الطيف الشمسي

يتكون ضوء الشمس من إشعاع كهرومغناطيسي يغطي نطاقاً واسعاً من الأطوال الموجية، أي أنه يحتوي على جميع الألوان المعروفة، ولكل منها طول موجي مختلف. تُحمل هذه الإشعاعات بواسطة فوتونات، وهي جسيمات الضوء [21].

في عام 1924، أكد العالم لويس دي بروجلي الطبيعة المزدوجة للضوء، باعتباره جسيمًا (فوتونات) وموجة (تردد وطول موجي)، مما مهّد لفهم أعمق لطبيعة الإشعاع الكهرومغناطيسي [22].

1.5.1 إشعاع الجسم الأسود وطيف الشمس

يمكن اعتبار الشمس كجسم أسود تنبعث منه طاقة حرارية بدرجة حرارة سطحية تقارب 6000 K . الإشعاع الناتج يتميز بطيف مستمر مركزه عند طول موجي يقارب $0.48\ \mu\text{m}$ ، وهو ضمن نطاق الضوء المرئي، شدة الإشعاع الشمسي عند حافة الغلاف الجوي تبلغ حوالي 1.35 KW/m^2 [20].

2.5.1 أنواع الطيف الشمسي

1.2.5.1 الطيف فوق البنفسجي (UV)

يمتد من حوالي 100 nm إلى 400 nm ، وهو غير مرئي للعين البشرية، وتقوم طبقة الأوزون بامتصاص جزء كبير منه [20].

2.2.5.1 الطيف المرئي

يتراوح من 400 nm إلى 700 nm ، وهو الجزء الذي تراه العين البشرية، ويحتوي على معظم طاقة الإشعاع التي تصل إلى سطح الأرض [21].

3.2.5.1 الطيف تحت الأحمر (IR)

يمتد من 700 nm بعد ما إلى 2500 nm ، ويتحمل جزءًا كبيرًا من الحرارة الشمسية. يُمتص جزء منه بفعل بخار الماء وثنائي أكسيد الكربون في الغلاف الجوي [20].

3.5.1 تأثير الغلاف الجوي على الإشعاع

بسبب الامتصاص بواسطة الأوزون وبخار الماء وثنائي أكسيد الكربون، تقل شدة الإشعاع الشمسي التي تصل إلى سطح الأرض إلى حوالي 0.9 KW/m^2 فقط. كما أن الطيف لم يعد مستمرًا، بل يحتوي على نطاقات امتصاص تظهر كفجوات في الطيف [20].

1.3.5.1 كتلة الهواء (Air Mass)

لقياس تأثير الغلاف الجوي، نستخدم معامل كتلة الهواء (AM)، ويُحسب باستخدام العلاقة:

$$AM = 1 / \cos(\theta)$$

حيث θ هي الزاوية بين أشعة الشمس والخط العمودي على سطح الأرض [20].

AM0: يمثل الإشعاع الشمسي خارج الغلاف الجوي [23].

AM1.5: يمثل الإشعاع الشمسي الذي يصل إلى سطح الأرض عندما تكون الشمس بزاوية 48 درجة من

العمودي، ويُستخدم كنموذج قياسي في تقييم أداء الخلايا الشمسية [23].

2.3.5.1 أنواع الطيف AM1.5:

AM1.5D (Direct): الطيف المباشر فقط [23].

AM1.5G (Global): الطيف العالمي (مباشر + منتشر)، وهو الأكثر استخدامًا في اختبارات

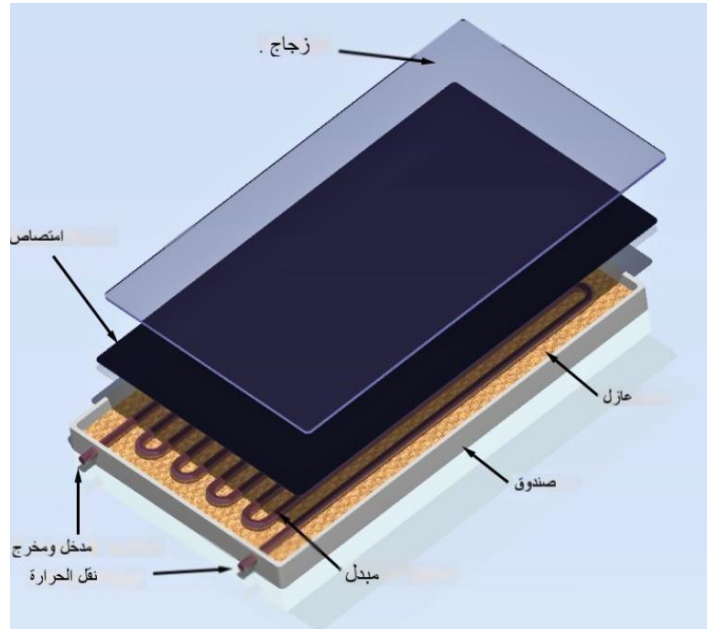
الألواح الشمسية [23].

الفصل الثاني: المجمعات الشمسية

تمهيد

المُجمَع الشمسي (الشكل 1.2) هو جهاز يمتص الإشعاع الشمسي ويحوّله إلى حرارة تُنقل إلى سائل يُعرف باسم "سائل نقل الحرارة" (caloporteur fluide). يعتمد نظام الالتقاط هذا على تأثير الاحتباس الحراري، حيث يتم امتصاص الإشعاع ضمن نطاق الضوء المرئي والأشعة تحت الحمراء القريبة (بطول موجي بين $0.3 \mu m$ و $3 \mu m$). يخترق هذا الإشعاع الزجاج ويتم احتجازه في الداخل، حيث يتم امتصاصه بواسطة السطح الماص [24].

يبعث السطح الماص إشعاع حراري ضمن نطاق الأشعة تحت الحمراء البعيدة (بين $4 \mu m$ و $30 \mu m$). يتم حجز هذا الإشعاع بشكل كامل بواسطة اللوح الزجاجي، مما يؤدي إلى تسخينه. يُعيد هذا الزجاج إشعاع الحرارة جزئيًا نحو السطح الماص وجزئيًا نحو الخارج. أما السائل الذي يتدفق أسفل هذا الجدار، فيمتص جزءًا من هذه الطاقة الحرارية عبر الحمل الحراري، مما يؤدي إلى ارتفاع درجة حرارته أثناء مروره عبر المجمع. [25].



الشكل 1.2 : مكونات المجمع الشمسي المسطح

1.2 أنواع المجمعات الشمسية الحرارية ومبدأ العمل

1.1.2 المجمعات الشمسية المسطحة

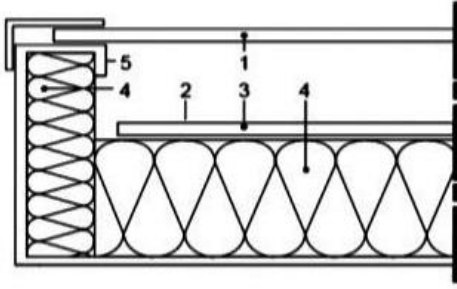
تمتص المجمعات الشمسية ذات اللوحة المسطحة الإشعاع الشمسي من خلال لوحة امتصاص مطلية باللون الأسود ومزودة بأنابيب رفيعة تحتوي على سائل ناقل للحرارة. عند مرور السائل أو الهواء عبر هذه الأنابيب، تزداد درجة حرارته نتيجة انتقال الحرارة من لوحة الامتصاص إليه [26].

1.1.1.2 الإستعمال

يوصى باستخدامه في نطاق درجات حرارة تشغيل يتراوح بين 30 و 80 °C. يتميز ببساطته ومتانتته وسهولة تركيبه، إضافة إلى نسبة أداء وسعر جيد، مما يجعله النوع الأكثر استخدامًا بين المجمعات الشمسية لإنتاج المياه الساخنة المنزلية والمساهمة في تدفئة المساحات.

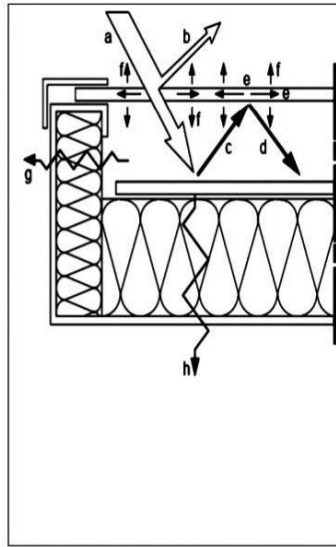
2.1.1.2 طريقة العمل

يمر الإشعاع الشمسي (a) عبر الغطاء الشفاف (1)، المصنوع من الزجاج أو مادة شفافة أخرى، ليصل إلى المُمْتَص (2)، حيث يتم تحويله إلى حرارة. يعمل السائل الناقل للحرارة (3)، المتدفق داخل الممتص، على نقل هذه الطاقة الحرارية إلى النظام المستهلك. ومع ذلك، لا يتم الاحتفاظ بكل الحرارة داخل المجمع، إذ ينعكس جزء من الإشعاع عن الزجاج (b)، بينما يشع المُمْتَص بعض الحرارة على شكل إشعاع حراري (c)، قد ينعكس جزئيًا عن الزجاج نحو الداخل (d) أو يُمتص من قبله (e)، ليعاد إشعاعه مرة أخرى (f). وللمحد من فقدان الحرارة، يساهم العزل الجانبي والسفلي (4) في تقليل الفقد الحراري عبر الجوانب (g) والجزء السفلي (h)، بينما يحمي الإطار (5) المكونات الداخلية للمجمع من العوامل البيئية الخارجية مثل الرياح والأمطار كما في الشكلين (2.2، 3.2).



- 1.الغطاء الشفاف (الزجاج)
- 2.الماص
- 3.السائل الناقل للحرارة
- 4.العزل الجانبي و السفلي
- 5.الإطار

الشكل 2.2 : مكونات المجمع الشمسي المسطح



- a.الإشعاع الشمسي الساقط
- b.الإشعاع الشمسي المنعكس عن الزجاج
- c.الإشعاع الحراري المنبعث من الماص
- d.الإشعاع الحراري المنعكس عن الزجاج
- e.الإشعاع الحراري الممتص من قبل الزجاج
- f.الإشعاع الحراري المنبعث من الزجاج
- g.الفقد الحراري الجانبي
- h.الفقد الحراري السفلي

الشكل 3.2 : تبادلات الإشعاع والحرارة في المجمع الشمسي المسطح

3.1.1.2 المزايا

- ◀ يتميز المستشعر بتكلفة منخفضة نسبياً.
- ◀ يمكن تركيبه على الأرض أو دمج مع معمارياً مع المباني (مثل الأسطح والشرفات).
- ◀ يتمتع بكفاءة عالية في امتصاص الطاقة الشمسية وتحويلها إلى حرارة.

4.1.1.2 العيوب

- ◀ تنخفض كفاءته خلال فصل الشتاء بسبب فقدان الحرارة الكبير.
- ◀ احتمال تراكم الغبار على سطح المُمتص، خاصة في المناطق القاحلة وشبه القاحلة، مما قد يؤثر على أدائه.

◀ إمكانية تكوّن التكثف على الزجاج، مما قد يقلل من كفاءة امتصاص الإشعاع الشمسي.

2.1.2 المجمعات الشمسية بالأنابيب المفرغة

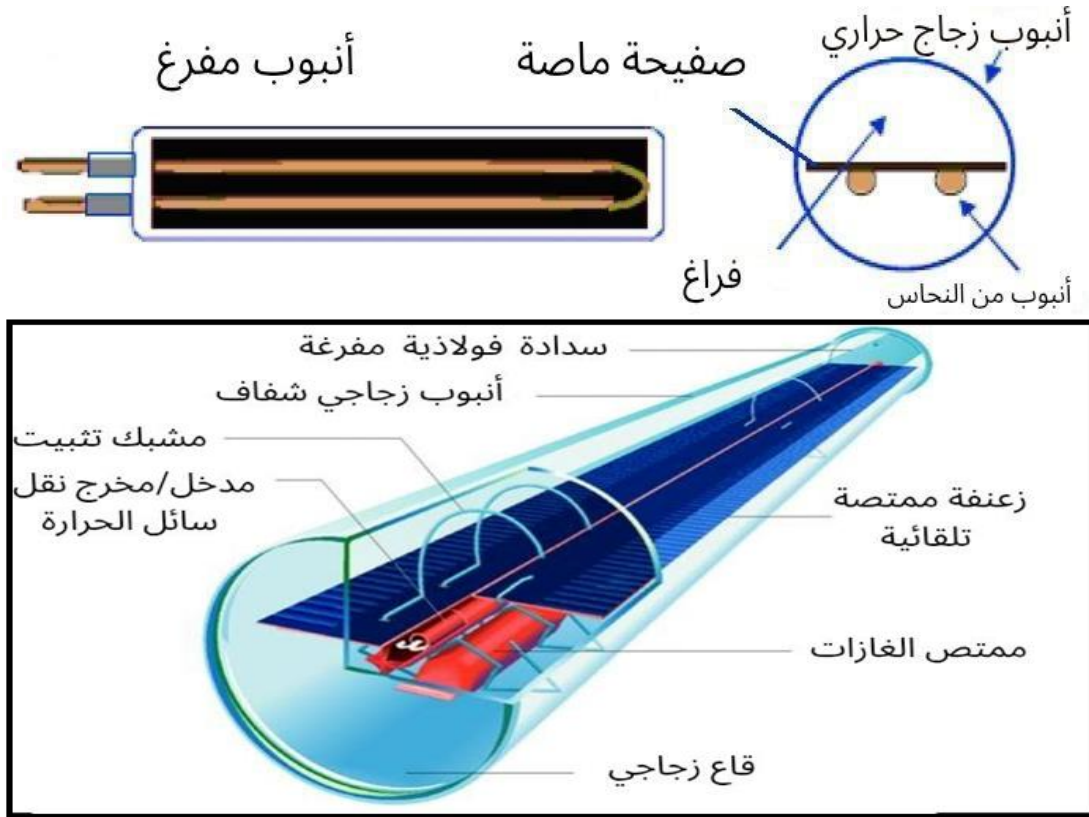
يتكون المجمع الشمسي بالأنابيب المفرغة من سلسلة من الأنابيب الزجاجية الشفافة التي يتراوح قطرها بين 5 إلى 15 cm. يحتوي كل أنبوب على عنصر ماص للإشعاع الشمسي، بالإضافة إلى مبادل حراري يعمل على نقل الطاقة الحرارية إلى سائل التشغيل. يتم تفريغ الهواء من الفراغ الموجود بين الجدران الزجاجية للأنبوب لتقليل فقدان الحرارة عبر الحمل الحراري، مما يزيد من كفاءة امتصاص الطاقة الشمسية. كما يتم معالجة السطح الماص بطبقة انتقائية لتقليل فقدان الحرارة بالإشعاع [27].

1.2.1.2 الاستخدام

يُوصى باستخدام المجمعات الشمسية بالأنابيب المفرغة في التطبيقات التي تتطلب درجات حرارة تشغيل تزيد عن 70 °C. نظرًا لأدائها العالي في درجات الحرارة المرتفعة، فهي مناسبة بشكل خاص للتطبيقات التي تتطلب إنتاج مياه ساخنة عند درجات حرارة عالية، مثل الاستخدامات الصناعية وأنظمة التدفئة المركزية.

2.2.1.2 البنية والتشغيل

يتكون المجمع الشمسي بالأنايبب المفرغة من عدة أنابيب زجاجية تحتوي بداخلها على عناصر ماصة للطاقة الشمسية. يتم توصيل الأنابيب عادةً على التوالي داخل النظام. يعمل الفراغ الموجود داخل الأنابيب على تقليل فقدان الحرارة من خلال الحمل الحراري والتوصيل، مما يحسن كفاءة النظام مقارنة بالمجمعات الشمسية المسطحة. ومع ذلك، يتماثل المبدأ الأساسي لعمل هذا المجمع مع مبدأ عمل المجمعات الشمسية المسطحة، مع اختلافات في التصميم تساهم في تحسين الأداء الحراري. نظرًا لتعقيد تصميم هذه المجمعات، فإن جودة التصنيع والتركيب ضرورية لتجنب مشاكل الصيانة المستقبلية الشكل (4.2).



الشكل 4.2 : مقطع توضيحي لأنبوب مفرغ ضمن نظام التسخين الشمسي

3.2.1.2 التركيب

تُعد مجمعات الأنابيب المفرغة مناسبة للتركيب على الأسطح والجدران الرأسية. توفر بعض النماذج إمكانية تدوير الأنابيب لتعديل زاوية الميل بما يتناسب مع اتجاه أشعة الشمس، مما يعزز كفاءة الامتصاص.

ومع ذلك، يجب الانتباه إلى ظروف التركيب، حيث يمكن أن يتراكم الثلج أو الجليد بين الأنابيب أو تحتها، مما قد يؤثر على الأداء أو يسبب مشاكل في التركيب في البيئات الباردة.

4.2.1.2 المزايا

- ◀ كفاءة حرارية عالية: يقلل التفريغ الهوائي فقدان الحرارة، مما يجعل هذه المجمعات أكثر كفاءة من المجمعات الشمسية المسطحة، خاصة في الطقس البارد.
- ◀ إمكانية التشغيل في درجات حرارة منخفضة: بسبب العزل الفعال، يمكنها العمل بكفاءة حتى في البيئات ذات درجات الحرارة المنخفضة.
- ◀ إمكانية استخدامه في أنظمة الضغط العالي: حيث يمكن توصيل الأنابيب المفرغة بخزانات مياه مضغوطة دون تأثير كبير على الأداء.

5.2.1.2 العيوب

- ◀ تكلفة مرتفعة نسبياً: نظراً لتعقيد التصميم ومواد التصنيع المتقدمة.
- ◀ حساسية للكسر: الأنابيب الزجاجية قد تكون هشة مقارنة بالمجمعات الشمسية المسطحة.
- ◀ متطلبات تركيب دقيقة: تحتاج إلى زاوية ميل مثالية لتحقيق أقصى امتصاص للطاقة الشمسية.

3.1.2 المجمعات الشمسية المركزة

المجمّع الشمسي المركّز هو نظام يستخدم لزيادة درجة حرارة الطاقة التي يتم تسليمها، مقارنةً بالمجمّعات الشمسية ذات الألواح المسطحة. يتم تحقيق ذلك عن طريق تقليل مساحة الفقد الحراري من خلال وضع جهاز بصري (العاكس أو الكاسر للضوء) بين مصدر الإشعاع والسطح الماص للطاقة. يعمل هذا الجهاز على تركيز أشعة الشمس على مساحة صغيرة، مما يقلل من فقدان الحرارة، وبالتالي يرفع من درجة حرارة المجمّع [28].

◀ وهناك عدة أنواع رئيسية للمجمعات الشمسية المركزة:

◀ مجمع أسطواني مكافئ

◀ مجمع مكافئ

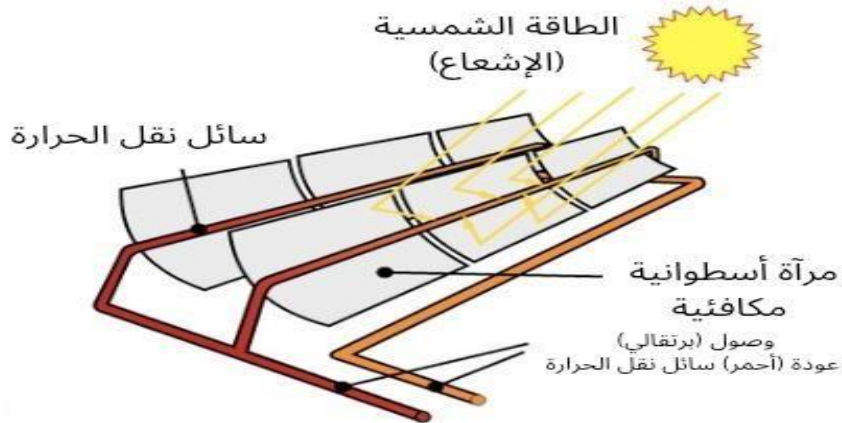
◀ محطة طاقة شمسية برجية

◀ مجمعات عدسة فرينيل

◀ مجمعات ذات قطع مكافئ dish-stirling

1.3.1.2 المجمع الشمسي الأسطواني المكافئ

المُجَمِّعُ الأسطواني المكافئ هو نظام طاقة شمسية خطي مركِّز يستخدم عاكسًا أسطوانيًا مكافئًا المقطع. تعمل المرايا المكافئة على عكس أشعة الشمس وتركيزها على أنبوب الاستقبال الموجود عند بؤرتها. يمر سائل نقل الحرارة عبر هذا الأنبوب ويتدفق عبر الحقل الشمسي بالكامل الشكل 5.2 [29].

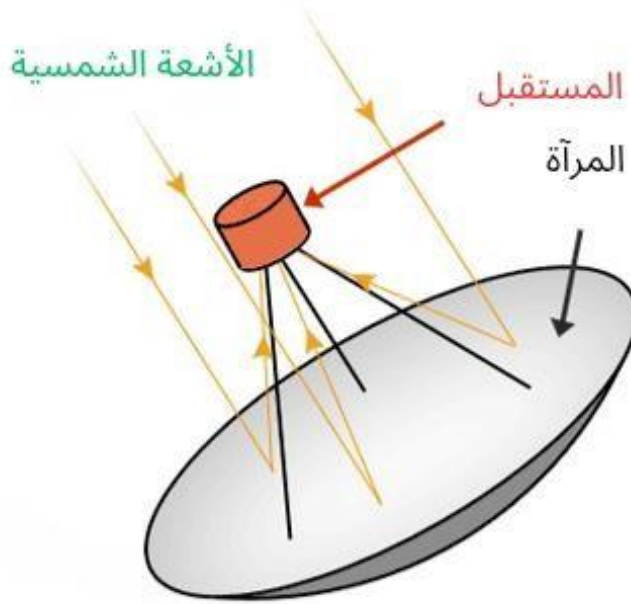


الشكل 5.2 : مخطط لمجمع أسطواني مكافئ

2.3.1.2 المجمع المكافئ

تستخدم هذه المُجَمِّعات مرايا مكافئية لتركيز أشعة الشمس في البؤرة، حيث يوجد أنبوب الاستقبال (المُمتص)، مما يسمح بامتصاص الحرارة المركزة ونقلها عبر سائل نقل الحرارة. وبطبيعة الحال، يجب أن تتبع هذه المُجَمِّعات حركة الشمس لضمان كفاءة الامتصاص. يمكن لأنظمة التركيز المكافئ أن تولد درجات حرارة مرتفعة، حيث تصل أنظمة المُجَمِّع الأسطواني المكافئ إلى 400°C - 550°C ، بينما يمكن

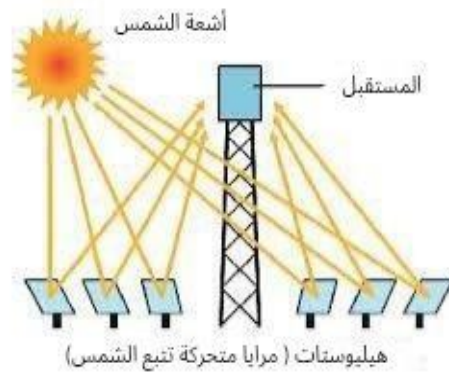
لبعض أنظمة التركيز الشديد أن تصل إلى $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ عند المُستقبل. يوضح الشكل (6.2) مخططاً لنظام المُركِّز المكافئ [29].



شكل 6.2 : مخطط لمجمع شمسي مكافئ

3.3.1.2 محطة طاقة شمسية برجية

تركز هذه الأنظمة أشعة الشمس على نقطة استقبال للطاقة باستخدام مرايا تُعرف باسم "هيليوستات"، والتي تتحرك بمحورين لمتابعة مسار الشمس، مما يسمح بتوجيه الأشعة نحو غلاية (المُستقبل الحراري) المثبتة في قمة البرج. ونتيجة لذلك، يزداد عامل التركيز، وترتفع درجات الحرارة التي يتم الوصول إليها. نظراً للعدد الكبير من المرايا، يمكن أن تصل القدرة الإنتاجية إلى عدة ميغاواط. تم اختبار محطة طاقة من هذا النوع (ثيميس) في الثمانينيات، ومن المتوقع أن تعود إلى الخدمة قريباً. يمكن لهذه الأنظمة أن تحقق درجات حرارة تتراوح بين $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ و $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ ، مع قدرات تصل إلى عدة ميغاواط الشكل 7.2 [30].



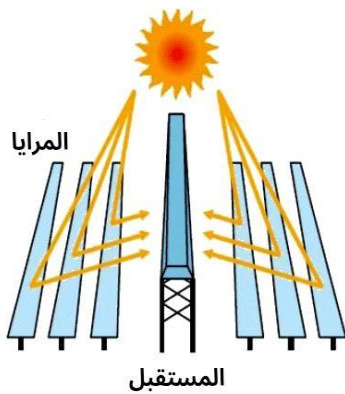
الشكل 7.2: محطات الطاقة الشمسية البرجية

4.3.1.2 مجمعات عدسة فرينل

تُوفّر المجمعات التي تستخدم مرايا فرينل حلاً بديلاً للمجمعات الأسطوانية ذات القطع المكافئ. يعتمد هذا النظام على مرايا مسطحة مرتبة في شرائح متوازية مائلة بطريقة تُمكنها من تتبع حركة الشمس وتركيز الأشعة على المُمتصّ الأنبوبي الموجود أعلاها (أنظر الشكل 8.2).

يمكن تسخين السائل الناقل للحرارة (الماء، الزيت، البخار) المتدفق داخل المُمتصّ إلى درجات حرارة

تصل إلى 400-450 °C [31].

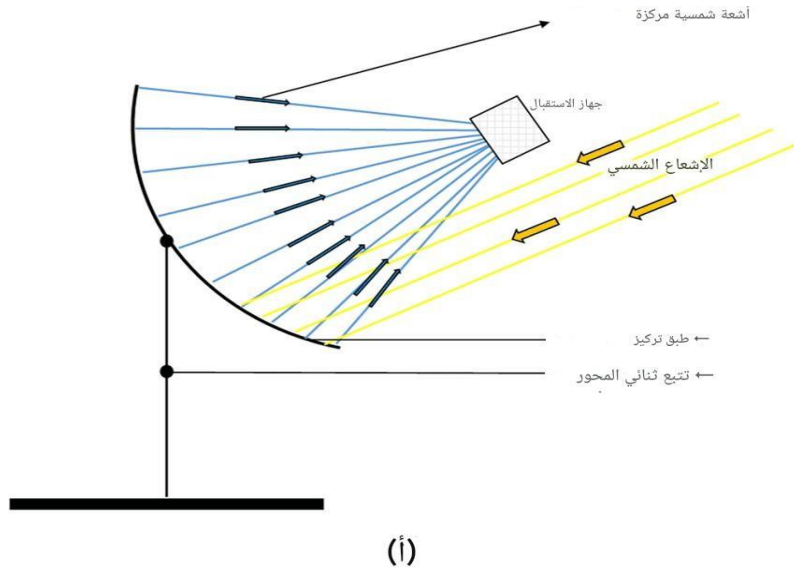


الشكل 8.2: المجمعات الشمسية عدسة فرينل

5.3.1.2 المجمعات ذات قطع مكافئ Dish-Stirling

تركز مرآة ذات قطع مكافئ الإشعاع الشمسي على نقطة بؤرية لتشغيل محرك يُعرف باسم Dish-Stirling. عند تسخين الغاز الموجود داخل دارة مغلقة، يتمدد هذا الغاز ويُشغل مكبسا يقوم بتحويل الطاقة الحرارية إلى طاقة ميكانيكية الشكل (9.2).

هذه التقنية ليست مناسبة للإنتاج الصناعي على نطاق واسع بسبب تكلفتها العالية، مما أدى إلى تباطؤ تطويرها. ومع ذلك، فهي التقنية الديناميكية الحرارية الوحيدة التي يمكن تنفيذها في المواقع المعزولة ذات الحجم الصغير.



الشكل 9.2: مرآة ذات قطع مكافئ Dish-Stirling

6.3.1.2 المزايا

- ◀ يؤدي تقليل مساحة الممتص إلى انخفاض الفاقد الحراري، حيث يتناسب الفاقد مع المساحة ..
- ◀ وبالتالي، يكون المردود الحراري أعلى.
- ◀ يمكن أن تصل درجات الحرارة المحققة إلى أكثر من 4000 °C، اعتمادًا على معدل التركيز.

7.3.1.2 العيوب

- ◀ ستخدم الإشعاع المباشر فقط.
- ◀ يمكن أن تكون الخسائر البصرية كبيرة، حيث تنتج عن ظواهر الانعكاس أو الانكسار، بالإضافة إلى الخصائص الهندسية للنظام.
- ◀ تكون الخسائر الحرارية مرتفعة بسبب ارتفاع درجة حرارة الممتص.
- ◀ تتطلب هذه المجمعات صيانة دورية للحفاظ على جودة المرايا البصرية، حيث تتأثر بالغبار والتآكل البيئي.

4.1.2 المجمعات الشمسية الهوائية

- يتكون المجمع الشمسي الهوائي عادةً من لوحة سوداء معرضة لأشعة الشمس لتسخينها، بالإضافة إلى لوحين زجاجيين (زجاج مزدوج). هذا النظام مغطى بطبقة عازلة تحدّ من فقدان الحرارة، يتم تسخين الهواء أثناء دورانه بين الزجاج واللوح السوداء، حيث تتراوح كفاءة هذا النظام بين 40 % و 50 % [32].

1.4.1.2 الاستخدام

- ◀ تدفئة المنازل والمباني.
- ◀ تجفيف المحاصيل الزراعية.
- ◀ الاستخدام في العمليات الصناعية الحرارية.
- ◀ المساهمة في توليد الكهرباء عند دمجها مع أنظمة أخرى.

2.4.1.2 المميزات

- ◀ كفاءة حرارية جيدة (40-50 %).
- ◀ تكلفة تشغيل وصيانة منخفضة.
- ◀ لا تحتاج إلى مضخات أو سائل ناقل للحرارة.
- ◀ مناسبة للمناطق الباردة لأنها لا تتجمد.
- ◀ صديقة للبيئة وتقلل انبعاثات الكربون.
- ◀ تُستخدم في التدفئة وتجفيف المحاصيل.

3.4.1.2 العيوب

- ◀ كفاءة أقل مقارنة بالمجمعات المائية.
- ◀ يتطلب تدفق هواء مستمر لتحقيق الأداء الأمثل.
- ◀ يمكن أن تكون الخسائر الحرارية عالية إذا لم يكن العزل جيدًا.
- ◀ يحتاج إلى مساحة كبيرة للحصول على طاقة كافية.
- ◀ أداء أقل في الأيام الغائمة أو الليل.

5.1.2 المجمع الشمسي الهجين الكهروضوئي الحراري

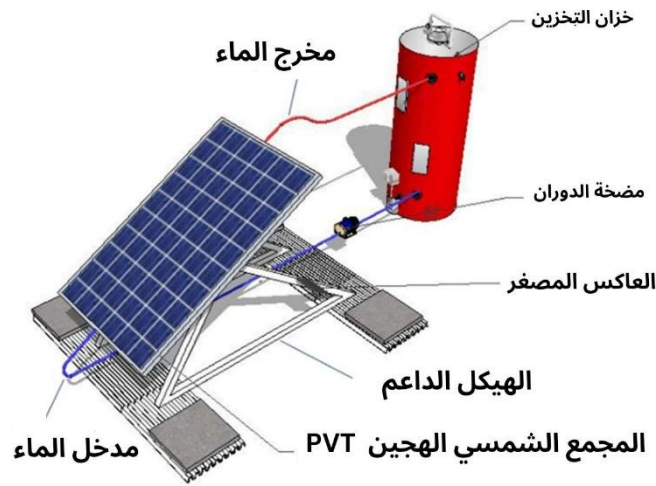
يتمثل مفهوم المجمع الهجين الكهروضوئي/الحراري في تراكب نظام كهروضوئي مع مجمع حراري، مما يؤدي إلى تكوين هيكل طبقي يفصل بين الهواء والماء. يتم استخدام مائع تشغيل مناسب لتحقيق كفاءة أعلى في استخلاص الطاقة الحرارية.

1.5.1.2 مبدأ عمل المجمع الشمسي الهجين PVT

الميزة الأساسية لنظام الطاقة الشمسية الهجين PVT هي تحويل الإشعاع الشمسي إلى كهرباء وحرارة في آن واحد، حيث يتم دمج كلا العمليتين في نفس الموقع، مما يجعل هذا النظام ذا أهمية خاصة. من خلال

عملية استخلاص الحرارة من PVT، يتم تبريد الخلية الكهروضوئية بشكل نشط، مما يساعد على استقرار أدائها الكهربائي وزيادة كفاءتها الشكل (10.2).

يؤدي هذا النظام إلى زيادة إجمالية في الطاقة المنتجة لكل وحدة سطح، حيث يمكن أن ينتج المتر المربع الواحد من PVT نفس كمية الكهرباء مثل المتر المربع من الخلايا الكهروضوئية التقليدية، مع إضافة كمية إضافية من الحرارة مقارنة بالمجمعات الشمسية الحرارية المنفصلة. بالإضافة إلى ذلك فإن الأنظمة الهجينة توفر توزيعاً أكثر انتظاماً للألواح على الأسطح وتقلل من تكاليف التركيب [33].



الشكل 10.2 : المجمع الشمسي الهجين PVT

2.2 دراسة المجمعات الشمسية الأسطوانية المكافئة CCP

يُعد المجمع الشمسي الأسطواني المكافئ أحد أكثر أنظمة تركيز الطاقة الشمسية استخداماً في التطبيقات الحرارية، حيث يُستخدم بشكل واسع في العمليات الصناعية والتدفئة التي تتطلب درجات حرارة تتراوح بين 80 و 160 °C ، كما يمكنه تحقيق درجات حرارة أعلى بين 400 و 1200 °C في محطات توليد الكهرباء لإنتاج بخار فائق التسخين. يعتمد مبدأ عمله على تركيز الإشعاع الشمسي المباشر باستخدام عاكس مكافئ الشكل يقوم بتوجيه الأشعة نحو أنبوب امتصاص يتموضع على طول خط البؤرة، حيث يتم تسخين سائل ناقل للحرارة يجري داخل الأنبوب. تُحيط بأنبوب الامتصاص طبقة زجاجية تعمل على تقليل فقدان الحرارة

عن طريق الحد من الحمل الحراري والإشعاع، مما يُحسّن من كفاءة الامتصاص الحراري. يعتمد هذا النظام بشكل أساسي على الإشعاع الشمسي المباشر فقط، إذ لا يمكن تركيز الإشعاع المنتشر باستخدام العواكس المكافئة، مما يجعل أداءه يتأثر بشدة بمدى صفاء الغلاف الجوي وكمية الإشعاع الشمسي المتاح. تُعدُّ مُركّزات الحوض المكافئ من أكثر التقنيات الواعدة لاستبدال مصادر الطاقة غير المتجددة، خاصة في التطبيقات الصناعية مثل محطات توليد الطاقة، وتحمية المياه، والتبريد، وتكييف الهواء، وغيرها [33].

1.2.2 مبدأ العمل

هناك مجموعة متنوعة من سائل نقل الحرارة والأنظمة الترموديناميكية المستخدمة في تحويل الطاقة الشمسية إلى طاقة كهربائية. في أنظمة المجمعات الشمسية الأسطوانية المكافئة، تتم هذه العملية على النحو التالي: يتم توصيل الحقل الشمسي بوحدة توليد الطاقة عبر مبادل حراري، حيث يقوم سائل نقل الحرارة، المتدفق داخل أنابيب الامتصاص، بامتصاص الطاقة الشمسية المركزة من العاكسات الأسطوانية المكافئة. ينقل هذا السائل الطاقة الحرارية إلى سائل تشغيل ديناميكي حراري في وحدة الطاقة، حيث يتم استخدامها في تشغيل التوربينات أو المحركات الحرارية، مما يؤدي في النهاية إلى توليد الكهرباء. في الحقل الشمسي، تلتقط المجمعات الأسطوانية المكافئة الإشعاع الشمسي المباشر وتعكسه نحو أنبوب الامتصاص الموجود عند بؤرتها. يقوم سائل نقل الحرارة بامتصاص هذه الطاقة وتحويلها إلى حرارة، ثم ينقلها إلى المبادل الحراري حيث تنتقل إلى السائل الديناميكي الحراري. يُستخدم هذا السائل بعد ذلك في تشغيل دورة طاقة حرارية، مثل دورة رانكين العضوية أو دورة بخارية، لتحويل الطاقة الحرارية إلى طاقة ميكانيكية تُستخدم في تشغيل مولد كهربائي.

2.2.2 مكونات المجمع الشمسي الأسطواني المكافئ

1.2.2.2 الممتص (المستقبل)

يُعد الممتص أو المستقبل (الشكل 11.2) أحد المكونات الأساسية في المجمع الشمسي الأسطواني المكافئ، حيث يقوم بامتصاص الإشعاع الشمسي المركز ونقل الطاقة الحرارية إلى السائل العامل المتدفق داخله. تؤثر كفاءة المستقبل بشكل مباشر على الكفاءة الكلية للنظام، إذ إن الخسائر الحرارية الناتجة عن الحمل الحراري والإشعاع تلعب دورًا حاسمًا في تحديد أداء المجمع.

لتقليل هذه الخسائر، يتم تغليف أنبوب الامتصاص بغلاف زجاجي، حيث يتم إنشاء فراغ في المساحة الحلقية بين الأنبوب والغلاف، مما يقلل بشكل كبير من فقدان الحرارة عن طريق الحمل الحراري. كما يمكن الحد من الخسائر الإشعاعية باستخدام أسطح انتقائية ذات انبعاثية منخفضة للأشعة تحت الحمراء. تتميز هذه الأسطح بأنها داكنة اللون، مما يسمح لها بامتصاص أكبر قدر ممكن من الإشعاع الشمسي مع تقليل فقدان الحرارة على شكل إشعاع تحت الأحمر.

يستخدم المصنعون حاليًا طلاءات تعتمد على أكاسيد الكروم أو النيكل أو التيتانيوم، والتي تُطبق باستخدام تقنيات متعددة مثل التبخير الفراغي، التحليل الكهربائي، أو المعالجة الكيميائية، وذلك لتحسين امتصاص الإشعاع الشمسي وتقليل الانبعاث الحراري [34].

تُصنع أنابيب الامتصاص عادةً من النحاس، الألومنيوم، أو الفولاذ المقاوم للصدأ، نظرًا لخواصها الممتازة في التوصيل الحراري ومقاومتها لدرجات الحرارة المرتفعة في أنظمة المجمعات الشمسية المركزة. وتعطى قيم معامل الامتصاص ومعامل الانبعاث لبعض الطلاءات الانتقائية في الجدول (1.2)

الجدول 1.2 : قيم معامل الامتصاص والانبعث لبعض الطلاءات الانتقائية [34].

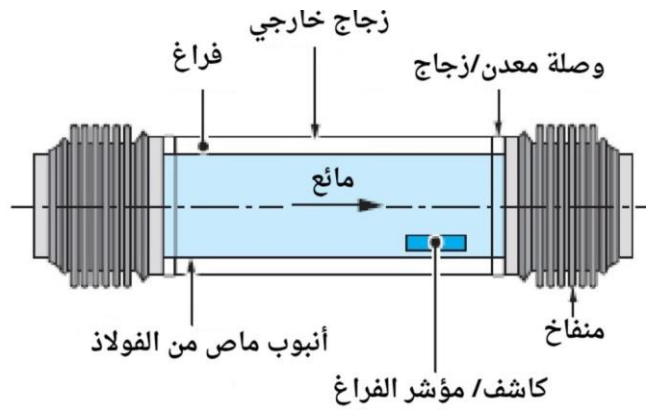
معامل الانبعث (ε)	معامل الامتصاص α	نوع الطلاء الانتقائي
0.1	0.93	الكروم الأسود
0.11	0.92	النيكل الأسود على النيكل المصقول
0.12	0.89	النيكل الأسود على الحديد المجلفن
0.17	0.81	Cuo على النيكل
0.27	0.9	Co3O4 على القضة
0.11	0.93	CuO على الألمنيوم
0.11	0.85	Cuo على أكسيد الألمنيوم
0.12	0.96	Solchrome
0.88	0.96	طلاء أسود

يجب أن يتمتع أنبوب الامتصاص بالخصائص التالية:

- امتصاص عالٍ للإشعاع الشمسي : يجب أن يكون معامل الامتصاص مرتفعًا قدر الإمكان لتقليل انعكاس الإشعاع الساقط، مما يعزز كفاءة التحويل الحراري.
- تقليل الخسائر الحرارية: نظرًا لأن درجة حرارة الأنبوب تتجاوز عمومًا 400 °C ، فإن الخسائر الحرارية بسبب التوصيل والحمل الحراري والإشعاع تكون مرتفعة جدًا.

للحد من هذه الخسائر، يتم إحاطة الأنبوب بغلاف زجاجي مفرغ، مما يقلل من فقدان الحرارة عبر الحمل

الحراري ويحد من الإشعاع الحراري [35]



الشكل 11.2: مكونات الأنبوب الممتص (المستقبل)

2.2.2.2 المائع الناقل للحرارة HTF

يتم جمع الطاقة الحرارية من الإشعاع الشمسي ونقلها باستخدام سائل نقل الحرارة، والذي قد يُستخدم أحياناً كسائل ترموديناميكي مباشرة. يؤثر اختيار سائل نقل الحرارة على الحد الأقصى لدرجة الحرارة الممكن تحقيقها، كما يوجه تطوير التقنيات المستقبلية والمواد، ويحدد كفاءة ومرونة أنظمة التخزين. يجب مراعاة المعايير التالية عند إختيار المائع : معامل التمدد منخفض، معامل اللزوجة منخفض، السعة الحرارية مرتفعة، نقطة التجمد منخفضة و الغليان مرتفعة.

1.2.2.2.2 الماء

يُعتبر الماء السائل من أفضل سوائل نقل الحرارة بفضل خصائصه الفيزيائية الفريدة، فهو غير سام، وغير مكلف، ويمتلك سعة حرارية عالية، مما يجعله قادراً على امتصاص ونقل كميات كبيرة من الطاقة

الحرارية. كما يتميز بلزوجة منخفضة جدًا، مما يسهل ضخه داخل الأنظمة الحرارية، إضافةً إلى إمكانية استخدامه مباشرةً كسائل ترموديناميكي في دورة رانكين.

ومع ذلك، فإن للماء بعض العيوب، حيث إن نقطة غليانه منخفضة نسبيًا مقارنة ببعض السوائل الحرارية الأخرى، مما يستلزم العمل عند ضغوط مرتفعة للوصول إلى درجات حرارة عالية، وهو تحدٍ كبير في أنظمة المجمعات ذات الحوض المكافئ الأسطواني. كما أن لديه نقطة تجمد مرتفعة، مما يستدعي اتخاذ تدابير لمنع تجمده في درجات الحرارة المنخفضة. بالإضافة إلى ذلك، قد يتسبب في التآكل داخل الأنظمة إذا لم يتم الحفاظ على درجة حموضته عند المستوى المحايد ($PH = 7$)، مما يتطلب معالجة دورية للمياه المستخدمة.

2.2.2.2.2 الهواء

يُعد الهواء مائعًا مثاليًا من حيث كونه غير سام وغير مكلف، إضافةً إلى أنه لا يتجمد ولا يغلي ولا يسبب التآكل، مما يجعله خيارًا آمنًا ومستقرًا في العديد من التطبيقات الحرارية. ومع ذلك، فإن استخدامه يواجه تحديات كبيرة، حيث يمتلك سعة حرارية منخفضة جدًا، مما يقلل من كفاءته في نقل الطاقة الحرارية مقارنةً بالموائع الأخرى. كما أن كثافته المنخفضة تجعله أكثر عرضة للتسرب من القنوات والمجاري، مما قد يؤدي إلى فقدان الطاقة وتقليل كفاءة النظام.

3.2.2.2.2 الزيوت الهيدروكربونية

تتميز الزيوت الهيدروكربونية بنقطة تجمد منخفضة ونقطة غليان مرتفعة، مما يجعلها مناسبة لنقل الحرارة عند درجات حرارة مرتفعة. ومع ذلك، فإن لزوجتها العالية تتطلب طاقة إضافية لضخها، كما أن سعتها الحرارية أقل من الماء.

تُستخدم الزيوت الحرارية كمائع ناقل للحرارة (HTF) لإنتاج البخار بشكل غير مباشر عبر المبادلات الحرارية، حيث تتكون الزيوت الاصطناعية من ثنائي الفينيل وأكاسيد ثنائي الفينيل، وتبقى سائلة حتى

400°C . لكن من عيوبها التكلفة المرتفعة، وقابليتها للاشتعال، وسميتها، وتأثيرها البيئي. تُفضل هذه الزيوت عند درجات حرارة أعلى من 200°C حيث يؤدي استخدام الماء إلى ضغوط مرتفعة تزيد من التكلفة.

4.2.2.2.2 الأملاح المنصهرة

توفر الأملاح المنصهرة القائمة على نترات الصوديوم والبوتاسيوم معامل تبادل حراري جيدًا وتتمتع بكثافة عالية، مما يجعلها خيارًا ممتازًا ليس فقط لنقل الحرارة، ولكن أيضًا لتخزينها بفعالية. يمكن أن تصل درجة حرارة مخرجها إلى 650°C ، مما يسمح باستخدامها في الأنظمة التي تتطلب درجات حرارة مرتفعة. يُعد الجمع بين أبراج التركيز الحراري ودورة رانكين نهجًا مثبتًا وفعالًا في محطات الطاقة الشمسية.

5.2.2.2.2 الغازات ترموديناميكية

يمكن استخدام الغازات مثل الهيدروجين أو الهيليوم كمائع ترموديناميكي في أنظمة نقل الحرارة، حيث تلعب دورًا مهمًا في تشغيل محركات ستيرلينغ المرتبطة بالمجمعات الشمسية المكافئة. يتميز الهيدروجين والهيليوم بموصلية حرارية عالية وانخفاض اللزوجة، مما يحسن كفاءة نقل الحرارة والأداء العام لمحركات ستيرلينغ في أنظمة الطاقة الشمسية المركزة.

6.2.2.2.2 السوائل العضوية

تتميز الموائع العضوية مثل البيوتان والبروبان بدرجات حرارة تبخر منخفضة نسبيًا، مما يجعلها مناسبة كسوائل ترموديناميكية في دورة رانكين العضوية (ORC)، حيث تُستخدم لاستخلاص الطاقة الحرارية عند درجات حرارة منخفضة مقارنة بدورة رانكين التقليدية. أما الهواء فيمكن استخدامه كمائع ناقل للحرارة أو كمائع ترموديناميكي في التوربينات الغازية، حيث يلعب دورًا رئيسيًا في عمليات الاحتراق ونقل الطاقة في أنظمة توليد الطاقة الحرارية.

3.2.2.2 العاكس

يتكون العاكس من مرآة زجاجية مفضضة أو ألومنيوم مصقول أو الفولاذ المقاوم للصدأ، حيث يتجاوز معامل انعكاسه % 88، خاصة في نطاق الضوء المرئي. يتم تشكيله طولياً على هيئة سطح قطع مكافئ لضمان تركيز الإشعاع الشمسي بكفاءة. يجب أن تحافظ المادة العاكسة على انعكاسيتها العالية لفترات طويلة تحت تأثير الظروف الجوية المختلفة.

يتم تثبيت العاكس بدقة من خلال هيكل دعم صلب وخفيف الوزن لضمان ثباته في مختلف الظروف الجوية، مثل الرياح والأمطار ودرجات الحرارة المرتفعة، مع الحفاظ على دقة الشكل الهندسي. كما يجب أن يكون خفيفاً بما يكفي لتمكين الحركة السلسة لنظام التتبع الشمسي. يمكن لمرآة عالية الجودة أن تعكس حتى % 97 من الإشعاع الساقط، مما يعزز كفاءة الأنظمة الشمسية المركزة الشكل (12.2) [35].



الشكل 12.2: العاكس الشمسي في المجمع PTC

4.2.2.2 الغطاء الشفاف

يلعب الغطاء الشفاف دوراً أساسياً في تقليل خسائر الحرارة أثناء التشغيل الحراري للمجمع الشمسي، من خلال الحد من فقدان الإشعاع والحمل الحراري. وهو عبارة عن أنبوب زجاجي يغطي الممتص، حيث يسمح بمرور أكبر قدر ممكن من الإشعاع الشمسي نحو الممتص، بينما يمنع الأشعة تحت الحمراء منخفضة

الطاقة المنبعثة من الممتص من الهروب. كما يساهم الأنبوب الزجاجي في تقليل الخسائر الحملية بين الممتص والغطاء عن طريق إنشاء طبقة من الهواء الساكن أو فراغ في المساحة الحلقية المحيطة بالممتص، مما يعزز من كفاءة المجمع الشمسي.

5.2.2.2 نظام تتبع الطاقة الشمسية

تتمثل وظيفة آلية التتبع في ضبط إمالة المُركز بحيث يكون الإشعاع الشمسي الساقط عموديًا دائمًا على مستوى فتحة المُركز، أي أن زاوية السقوط تظل صفرًا، مما يحسن كفاءة تجميع الطاقة. يتم التحكم في التتبع باستخدام تنظيم الحلقة المفتوحة أو المغلقة:

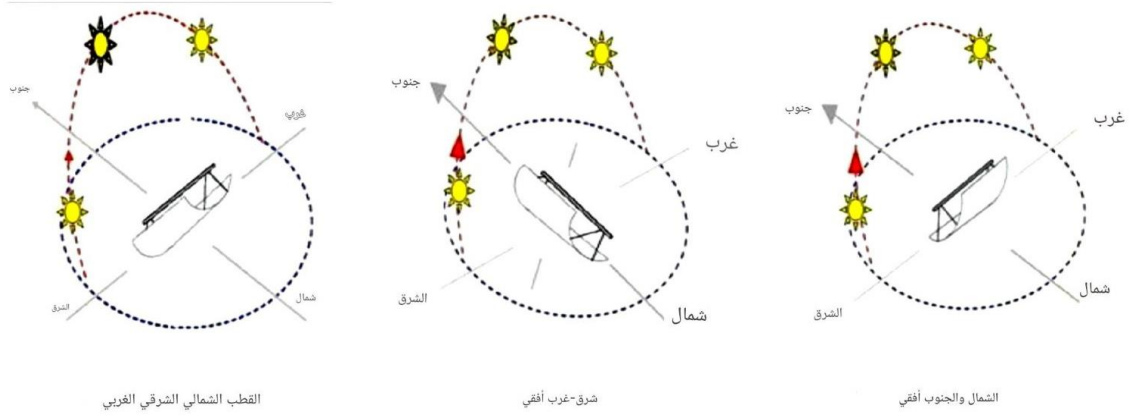
- التحكم بالحركة في الحلقة المفتوحة: يعتمد على خوارزمية تحسب إحداثيات الشمس وتحدد موضع المُركز بحيث يكون دائمًا في اتجاهها.

- التحكم بالحركة في الحلقة المغلقة: يُصحح الموضع التقريبي الأولي للمُركز استنادًا إلى قياسات مستشعرات حرارية (مثل المزدوج الحراري) أو بصرية (مثل مقياس الحرارة الحراري).

يمكن أن يكون نظام التتبع على محور واحد أو محورين:

التتبع بمحور واحد يمكن أن يتم بثلاث طرق كما في الشكل (13.2):

- أفقي شرق-غرب: حيث يكون أنبوب الاستقبال موازٍ لمحور الشمال-الجنوب.
- أفقي شمال-جنوب: حيث يكون أنبوب الاستقبال موازٍ للمحور الشرقي-الغربي.
- مائل وفقًا لخط العرض: حيث تتحرك آلية التتبع على طول محور الأرض بزاوية ميل تساوي خط عرض الموقع.



الشكل 13.2 : أنماط التتبع الشمسي للحوض المكافئ الأسطواني [36].

3.2.2 خصائص المجمع الأسطواني المكافئ

1.3.2.2 الخصائص الهندسية

يعتمد أداء نظام المستشعر بأكمله بشكل كبير على هندسة المستشعر. حيث تؤثر الكفاءة البصرية وكمية الأشعة المنعكسة التي يتم التقاطها بواسطة المستقبل بشكل ملحوظ على دقة تصنيع المركز (العاكس). يتم تمثيل هندسة المقطع العرضي الذي يشكل المركز الأسطواني المكافئ في الشكل (14.2) [37].

تشمل المعايير الواجب أخذها في الاعتبار عند تصميم مجمع مركز مكافئ أسطواني ما يلي:

• زاوية الفتح φ .

• المسافة البؤرية f .

• زاوية القبول θ_m .

إذا كان x هو المحور الأفقي و y هو المحور العمودي، فإن معادلة القطع المكافئ التالية (1.2): [38].

$$2.1 \quad y = \frac{1}{4f} x^2$$

التعبير عن البعد البؤري f يُعطى بواسطة (2.2)[38]:

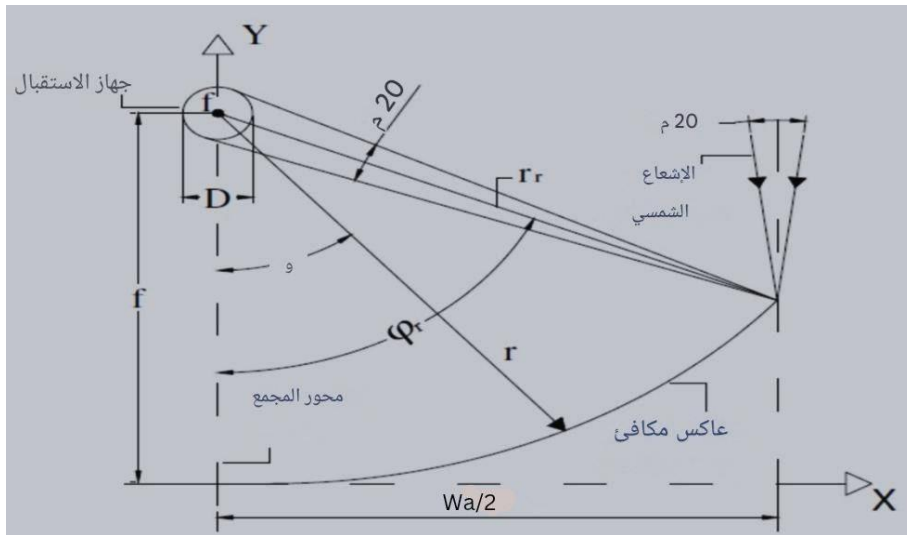
$$2.2 \quad f = \frac{w_a^2}{16h_c}$$

حيث إن h_c هو الارتفاع أو (العمق).

- زاوية الفتح φ هي الزاوية المحصورة بين المحور الرئيسي، وهو محور التماثل للقطع المكافئ (Oy)، والخط الواصل بين البؤرة وحافة العاكس، كما هو موضح في الشكل (14.2)، وتُعطى بالعلاقة (3.2):

$$2.3 \quad \varphi = \tan^{-1} \left[\frac{8(f_p/w_a)}{16\left(\frac{f_p}{w_a}\right)^2 - 1} \right] = 2 \tan^{-1} \left[\frac{1}{4(f_p/w_a)} \right] = \sin^{-1} \left(\frac{w_a}{2r_r} \right)$$

- زاوية القبول θ_m هي الزاوية بين الشعاع المنعكس المتجه نحو البؤرة والشعاع المنحرف عنها بحيث يتم استقباله على عنصر تجميع الحرارة. وهي تمثل أكبر قيمة لانحراف الشعاع المنعكس يُسمح بها ليتم التقاطه بواسطة الأنبوب الممتص (أنبوب النقاط الإشعاع)، كما هو موضح في الشكل (14.2)



الشكل 14.2 : مقطع عرضي لمبادل حراري بأنابيب متحدة المحور (CCP) [37].

2.3.2.2 الكفاءة البصرية للمركز الأسطواناني-القطع المكافئ

- تُعبّر الكفاءة البصرية للمجمّع عن النسبة من الإشعاع الشمسي الساقط التي يتم امتصاصها فعليًا بواسطة المستقبل الحراري. وتعتمد هذه الكفاءة على عدة عوامل رئيسية، من أبرزها:
- الخصائص البصرية للمواد المستخدمة في تصنيع المجمّع.
 - التصميم الهندسي للمجمّع، وخاصةً شكل وترتيب السطح العاكس والمستقبل.
 - العيوب أو الانحرافات التي قد تظهر نتيجة عمليات التصنيع أو التجميع.

- الأخطاء الناتجة عن كون أشعة الشمس غير متوازية تمامًا في الواقع.

توجد العديد من النماذج والصيغ التي تُستخدم لتقدير الكفاءة البصرية للمجمّع، إلا أن التعريف الأكثر شيوعًا واعتمادًا في الأدبيات العلمية هو ما قدّمه **Kalogirou** [37] ويعطى بالعلاقة (4.2).

$$2.4 \quad \eta_0 = \rho_c \tau_g \alpha_{abs} \gamma [(1 - A_f \tan \theta) \cos \theta]$$

مع:

- ρ_c هو انعكاسية المرآة المُركّزة.
- τ_g هي نفاذية الغلاف الزجاجي.
- α_{abs} هو معامل امتصاص الأنبوب الماص.
- θ هو زاوية سقوط الأشعة الشمسية.
- A_f هو العامل الهندسي المُعرف انطلاقًا من هندسة المجمع الشمسي.

تتغير زاوية السقوط تبعًا لانحراف الشمس، والزاوية الزمنية، وخط العرض، وزاوية سمت الرأس، وعدد الأيام [38].

تتمثل عملية تحديد معامل الاعتراض في قياس الطاقة المنعكسة من قبل المُركّز والطاقة الساقطة على المُستقبل. ويعتمد معامل الاعتراض على حجم المُستقبل، والأخطاء الزاوية السطحية الملازمة للمرآة، وانتشار الحزمة الشمسية. ويعترض مُستقبل بالحجم الأمثل ما بين 90% و95% من الإشعاع الشمسي الساقط [30].

3.3.2.2 معامل التركيز في المُركّز الشمسي الأسطواني المكافئ:

في المجمعات الشمسية الأسطوانية المكافئة يتم تركيز الأشعاع الشمسي من خلال انعكاس التدفق الشمسي الساقط على المجمع الشمسي من منطقة الفتحة A_a إلى المستقبل ذو المساحة A_r ويعرف معامل التركيز C_r بأنه نسبة مساحة الفتحة على مساحة المستقبل [39] ويعطى بالعلاقة (5.2).

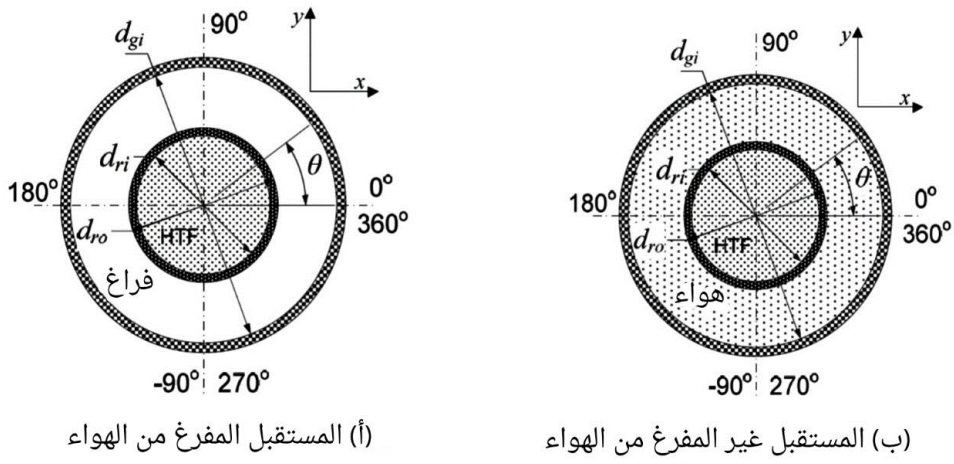
$$2.5 \quad C_r = \frac{A_a}{A_r}$$

4.3.2.2 التحليل الحراري للمجمعات الشمسية الأسطوانية المكافئة

يركز التحليل الحراري للمجمع الأسطواني المكافئ بشكل أساسي على نظام المستقبل. يُعد المستقبل عنصرًا محوريًا في أداء نظام المُركّزات الأسطوانية المكافئة (CCP) بأكمله. وقد كانت أداءات المستقبل موضوعًا لعدد كبير من الدراسات كما [40]، ومع ذلك يجب اختبار أي مستقبل جديد يتم تطويره لتقييم أدائه الحراري. يتكون المستقبل أو عنصر تجميع الحرارة كما هو موضح في الشكل (15.2) من أنبوب ماص، غالبًا ما يكون مصنوعًا من النحاس، ومغلف بغلاف زجاجي يهدف إلى تقليل الفواقد الحرارية. يتم إغلاق الأنبوب الماص والغلاف الزجاجي بواسطة منافخات (bellows) عند طرفي المستقبل للحفاظ على تفرغ الهواء داخل المستقبل، وكذلك للسماح بالتمدد الحراري بين الغلاف الزجاجي والأنبوب الماص.

تُقلل خسائر الإشعاع باستخدام طلاء انتقائي على الأنابيب الماصة، مما يسمح بامتصاص عالٍ للإشعاع الشمسي الساقط وانبعثات منخفضة للإشعاع تحت الأحمر. ويؤثر الغاز الموجود في الفراغ الحلقى بشكل كبير على الأداء الحراري للمستقبل؛ إذ تزداد خسائر الحرارة بشكل ملحوظ مع تزايد تركيز الهيدروجين في هذا الفراغ مقارنة بالخسائر في حال وجود الهواء [40].

يتكون الهيدروجين في الفراغ الحلقى للمستقبل عندما تصل درجة حرارة سائل نقل الحرارة إلى حوالي $400\text{ }^{\circ}\text{C}$. عند هذه الدرجات وما فوقها، تبدأ سوائل نقل الحرارة الحالية في التحلل [41]. يُظهر الشكل (15.2) مقطعًا عرضيًا للأنبوب المُستقبل.



(أ) المستقبل المفرغ من الهواء

(ب) المستقبل غير المفرغ من الهواء

الشكل 15.2: مخططات تخطيطية تُظهر مقاطع عرضية لأنابيب الاستقبال [40].

HTF : مائع نقل الحرارة Heat Transfer Fluid

dro : القطر الخارجي للأنبوب الداخلي

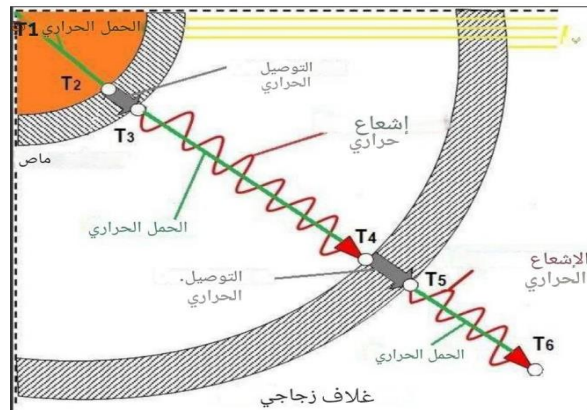
dri : القطر الداخلي للأنبوب الداخلي

dgi : القطر الداخلي للأنبوب الزجاجي الخارجي

θ : زاوية القطبية (زاوية القياس في الاتجاه المحيطي)

يحدث انتقال الحرارة في المركز الأسطواني المكافئ عبر ثلاث آليات رئيسية: التوصيل، والحمل،

والإشعاع، كما هو موضح في الشكل (16.2).



الشكل 16.2 : أوضاع انتقال الحرارة في المُستقبل الشمسي. [41].

1.4.3.2.2 التوصيل الحراري عبر الممتص

يعطى التدفق الحراري الناتج عن التوصيل عبر الممتص بواسطة قانون فورييه لأسطوانتين متحدتي المركز بالعلاقة التالية (6.1):

$$2.6 \quad \phi_{c,a} = \frac{2\pi\lambda_a L(T_{ae} - T_{ai})}{\ln\left(\frac{D_{ae}}{D_{ai}}\right)}$$

λ_a : الموصلية الحرارية للممتص

L : طول الممتص (أو طول الأنبوب الممتص)

T_{ae} : درجة الحرارة الخارجية للممتص

T_{ai} : درجة الحرارة الداخلية للممتص

D_{ae} : القطر الخارجي للممتص

D_{ai} : القطر الداخلي للممتص

2.4.3.2.2 الحمل الحراري الداخلي

يحدث انتقال الحرارة بين الممتص والسائل الناقل للحرارة عن طريق الحمل الحراري القسري، ويمكن التعبير عن التدفق الحراري وفقاً لقانون نيوتن ويعطى بالعلاقة (7.2):

$$2.7 \quad \phi_{c,af} = h_f \pi D_{ai} L (T_{ai} - T_{fm})$$

حيث T_{fm} هي درجة الحرارة المتوسطة للسائل بين مدخل ومخرج أنبوب الممتص.

ويُعرّف معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري للسائل بالعلاقة (8.2):

$$2.8 \quad h_f = \frac{Nu_f \lambda_f}{D_{ai}}$$

حيث :

Nu_f : عدد نوسلت للمائع الناقل للحرارة، وهو عدد لا بعدي يعبر عن نسبة انتقال الحرارة بالحمل إلى

انتقال الحرارة بالتوصيل داخل المائع

$f\lambda$: الموصلية الحرارية للمائع الناقل للحرارة، مقيمة عند درجة الحرارة المتوسطة للمائع عادة عند

T_{fm} : يعتمد عدد نوسلت على نظام الجريان داخل أنبوب الممتص.

في حالة الجريان الصفحي (عندما يكون عدد رينولدز أقل من 2300)، فإن عدد نوسلت المقابل لشرط

التدفق الحراري الثابت يُعطى بالعلاقة: $Nu_f = 4.36$

أما في حالة الجريان المضطرب (عندما يكون عدد رينولدز أكبر من 2300)، فيمكن استخدام علاقة

Gnielinski [42] العلاقة (9.2).

$$2.9 \quad Nu_f = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{2/3}-1)}$$

يجب تقييم عددي رينولدز وبرانتل عند درجة حرارة السائل المتوسطة. ويمكن تقدير معامل الاحتكاك

باستخدام معادلة كولبروك التكرارية [43] العلاقة (10.2).

$$2.10 \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon / D_{ai}}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right]$$

حيث ε هي خشونة الأنبوب الماص

3.4.3.2.2 الفقد الحراري بالحمل داخل الحلقة

إن الحرارة المفقودة بالحمل بين الماص والغلاف الزجاجي ناتجة عن الحمل الحر الطبيعي، ويُعطى التدفق

الحراري بالعلاقة [44] ويعطى بالعلاقة (11.2):

$$2.11 \quad \varphi_{c,av} = \frac{2\pi\lambda_{eff}L}{\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{ae}}\right)}(T_{ae}-T_{vi})$$

يعطى الارتباط الموصى به لمعامل التوصيل الحراري الفعال λ_{eff} بواسطة العلاقة (12.2) [25].

$$2.12 \quad \frac{\lambda_{\text{eff}}}{\lambda_{\text{ann}}} = 0,36 \left(\frac{Pr_{\text{ann}}}{0,861 + Pr_{\text{ann}}} \right) (F_{\text{cyl}} \cdot Ra_{\text{ann}})$$

حيث:

- λ_{ann} الموصلية الحرارية للهواء، محسوبة عند درجة الحرارة المتوسطة.
- Pr_{ann} عدد براندتل للهواء، محسوب عند درجة الحرارة المتوسطة.
- Ra_{ann} عدد رايلي للهواء، محسوب عند درجة الحرارة المتوسطة، حيث الطول المميز يعطى

بالعلاقة (13.2):

$$2.13 \quad (D_{vi} - D_{ae})/2$$

يحسب متوسط درجة الحرارة كما يلي العلاقة (14.2):

$$2.14 \quad T_{fm} = \frac{T_{ae} + T_{vi}}{2}$$

يُحسب معامل الشكل للأسطوانات المتركة وفقاً للمعادلة التالية (15.2) [45].

$$2.15 \quad F_{cyl} = \frac{[\ln(D_{vi}/D_{ae})]^4}{[(D_{vi} - D_{ae})/2]^3 (D_{vi}^{-3/5} - D_{ae}^{-3/5})^5}$$

4.4.3.2.2 الفقد الإشعاعي في الحلقة

يمكن تقدير التدفق الحراري الناتج عن الإشعاع بين الممتص والزجاج باستخدام المعادلة التالية (16.2):

$$2.16 \quad \phi_{r,av} = \frac{\pi D_{ae} L \sigma (T_{ae}^4 - T_{vi}^4)}{1/\varepsilon_a + (1 - \varepsilon_v)(D_{ae}/D_{vi})/\varepsilon_v}$$

حيث:

$$2.17 \quad \sigma = 5.67 \times 10^{-8} Wm^{-2}K^{-4} \text{ ثابت ستيفان-بولتزمان}$$

• ε_a الانبعاثية الحرارية للممتص

• ε_v الانبعاثية الحرارية للزجاج

5.4.3.2.2 الفقد بالتوصيل عبر الغلاف الزجاجي

آلية انتقال الحرارة التي وُصفت للممتص تبقى صالحة أيضًا بالنسبة للغلاف الزجاجي. ويمكن إعادة كتابة المعادلة بالشكل التالي (18.2):

$$2.18 \quad \phi_{c,v} = \frac{2\pi\lambda_v L(T_{vi} - T_{ve})}{\ln(D_{ve}/D_{vi})}$$

حيث:

• λ_v الموصلية الحرارية للزجاج

• T_{ve} درجة حرارة السطح الخارجي للزجاج

• D_{ve} القطر الخارجي للغلاف الزجاجي

6.4.3.2.2 الفقد بالحمل الخارجي (الاقتران الخارجي)

يمكن التعبير عن انتقال الحرارة بالحمل بين الزجاج والبيئة المحيطة باستخدام قانون نيوتن للتبريد (19.2):

$$2.19 \quad \phi_{c,v,e} = h_{air}\pi D_{ve}L(T_{ve} - T_{air})$$

حيث يُعرّف معامل انتقال الحرارة بالحمل للهواء كما يلي: $h_{air} = \frac{Nu_{air}\lambda_{air}}{D_{ve}}$

حيث:

• Nu_{air} عدد نسلت للهواء

• λ_{air} الموصلية الحرارية للهواء، محسوبة عند درجة الحرارة المتوسطة: $\frac{T_{ve} + T_{air}}{2}$

يعتمد نوع الحمل الحراري على وجود أو عدم وجود الرياح. إذا كانت الرياح موجودة، فإن الانتقال الحراري

يحدث بواسطة الحمل القسري، ويمكن استخدام العلاقة التالية (20.2) [46]:

$$2.20 \quad Nu_{air} = 0,3 + \frac{0,62Re_{air}^{1/2}Pr_{air}^{1/3}}{[1+(0,4/Pr_{air})^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_{air}}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5}$$

حيث:

• Re_{air} عدد رينولدز للهواء، محسوب عند درجة الحرارة المتوسطة $\frac{T_{ve} + T_{air}}{2}$ والطول مميز

هو D_{ve}

• P_{air} عدد براندتل للهواء، محسوب عند نفس درجة الحرارة المتوسطة

أما في حالة عدم وجود رياح، فيتم انتقال الحرارة بين الغلاف والبيئة بواسطة الحمل الطبيعي (الحر)، وفي هذه الحالة يمكن استخدام العلاقة التالية (21.2) [47]:

$$2.21 \quad Nu_{air} = \left[0,6 + \frac{0,387 Ra_{air}^{1/6}}{[1 + (0,559/P_{air})^{9/16}]^{8/27}} \right]^2$$

7.4.3.2.2 الفقد الإشعاعي الخارجي

يحدث انتقال الحرارة الإشعاعي بين الزجاج والبيئة نتيجة الفرق في درجة الحرارة بين السطح الخارجي للزجاج والسماء. ويتم تقريب هذه الحالة باعتبار الزجاج جسماً رمادياً صغيراً محدباً داخل تجويف كبير لجسم أسود (السماء). وبالتالي، فإن الإشعاع الصافي المتبادل يُعطى بالعلاقة (22.2):

$$2.22 \quad \phi_{r,v,e} = \epsilon_v \pi D_v L \sigma (T_{ve}^4 T_{sky}^4)$$

درجة حرارة السماء T_{sky} يمكن ربطها بدرجة حرارة الهواء T_{air} بالعلاقة التالية (23.2):

$$2.23 \quad T_{sky} = \epsilon_{sky}^{1/4} T_{air}$$

حيث تُعطى الإشعاعية (الانبعاثية) للسماء بالعلاقة (24.2):

$$2.24 \quad \epsilon_{sky} = 0,711 + 0,56 \left(\frac{T_a}{100} \right) + 0,73 \left(\frac{T_a}{100} \right)^2$$

حيث T_{dp} هي درجة الحرارة المحيطة.

8.4.3.2.2 الكفاءة الحرارية

تعرف الكفاءة الحرارية لمجمع شمسي أسطواني -قطع مكافئ بأنها نسبة الكسب الحراري المفيد للسوائل الناقلة للحرارة إلى الطاقة الشمسية التي يتم اعتراضها بواسطة منطقة فتحة المجمع، وتُعطى بالعلاقة (25.2):

2.25

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}C_p(T_{fe}-T_{fi})}{G_{bt}A_a}$$

حيث:

- \dot{m} معدل التدفق الكتلي للسوائل الناقلة للحرارة.
- C_p السعة الحرارية النوعية عند ضغط ثابت للسوائل الناقلة للحرارة.
- T_{fe} درجة حرارة الخروج للسوائل الناقلة للحرارة.
- T_{fi} درجة حرارة الدخول للسوائل الناقلة للحرارة.
- G_{bt} الإشعاع الشمسي المباشر المقيس على مستوى فتحة المجمع.
- A_a مساحة فتحة المجمع.

الفصل الثالث: تقنيات تحسين إنتقال الحرارة

مقدمة

يساهم تحسين انتقال الحرارة بين سائل نقل الحرارة وجدار أنبوب الاستقبال في المكثف الشمسي ذي الحوض المكافئ في رفع كفاءته الحرارية، مما يؤدي بدوره إلى تحسين أداء محطات توليد الكهرباء بالطاقة الشمسية. في السنوات الأخيرة، ركزت العديد من الدراسات العلمية على تطوير تقنيات تهدف إلى تعزيز أو تكثيف انتقال الحرارة داخل الأنابيب. يتناول هذا الفصل أحدث التقنيات المستخدمة لتحسين عمليات التبادل الحراري في الأنظمة الأنبوبية.

1.3 تقنيات تحسين انتقال الحرارة

تُستخدم تقنيتان رئيسيتان لتحسين انتقال الحرارة في الأنابيب: تقنيات سلبية وأخرى نشطة. لا تتطلب الطرق السلبية مدخلات طاقة إضافية، وتعتمد في الغالب على تعديلات هندسية داخل الأنابيب أو على طول مسار التدفق.

من جهة أخرى، تتطلب الطرق النشطة تزويدًا بالطاقة لتنفيذ عملية التحسين.

1.1.3 التقنيات السلبية

تشمل التقنيات السلبية مجموعة من التعديلات المحتملة على سطح التبادل الحراري، بدءًا من تعديل سطح الأنبوب (مثل خلق خشونة اصطناعية)، مرورًا باستخدام إضافات كزعانف أو حواجز، ووصولًا إلى تطبيق طلاءات مخصصة لتعديل خصائص السطح.

تساعد خشونة السطح على تعزيز الاضطراب داخل السائل، مما يعدّل نمط التدفق ويزيد من درجة الخلط. أما الإضافات الداخلية فتتفرغ من مساحة سطح التبادل الحراري، ما يساهم في تقليل المقاومة الحرارية. ويمكن كذلك تعديل خصائص سائل نقل الحرارة نفسه باستخدام تقنيات مثل السوائل النانوية.

تُختزل الآليات الشائعة المستخدمة في تقنيات التحسين السلبي كما يلي:

1.1.1.3 الأسطح المعالجة:

وهي أسطح يتم تعديل طلاءها بدقة، سواء بشكل مستمر أو متقطع، بهدف التأثير على عمليات انتقال الحرارة ثنائية الطور. وتستخدم هذه التقنية بشكل خاص في تحسين عمليات الغليان والتكثيف.

2.1.1.3 الأسطح الخشنة:

تشير إلى تعديلات عامة تُجرى على سطح الأنبوب بهدف زيادة الاضطراب داخل مجال التدفق، لا سيما في التدفقات أحادية الطور. وتجدر الإشارة إلى أن هذا النوع من التعديلات لا يزيد من مساحة سطح التبادل الحراري، بل يُحسن معدل انتقال الحرارة عن طريق تعزيز الاضطراب.

3.1.1.3 الأسطح الموسعة

تعمل على توفير زيادة فعالة في سطح التبادل الحراري. وقد أدت التطورات الحديثة إلى تحسين تصميم الزعانف، مما أدى إلى رفع كفاءة انتقال الحرارة، ليس فقط من خلال زيادة المساحة، بل أيضًا عبر إحداث اضطرابات إضافية في مجال التدفق.

4.1.1.3 أجهزة توليد التدفقات الدوامية

تُستخدم لإنتاج وتراكب تدفقات دوامية أو لإعادة تدوير التدفقات الثانوية داخل الأنبوب. تشمل هذه الأجهزة: الأشربة الحلزونية، والأشربة الملتوية، والأسلاك الملفوفة. ويمكن استخدامها في كل من التدفقات أحادية وثنائية الطور.

5.1.1.3 الأنابيب الملفوفة حلزونيًا

تُعتبر هذه التقنية مناسبة نسبيًا للمبادلات الحرارية، حيث تؤدي أشكال الأنابيب الحلزونية إلى توليد تدفقات ثانوية ودوامات تُساهم في تعزيز معامل انتقال الحرارة، خصوصًا في ظروف التدفق أحادي الطور، كما هو الحال في مناطق الغليان.

2.1.3 التقنيات النشطة

تتطلب تقنيات التحسين النشطة إدخال طاقة خارجية أثناء عملية نقل الحرارة. ويمكن تصنيفها كما يلي:

1.2.1.3 المساعدات الميكانيكية

تعتمد على تحريك سائل نقل الحرارة باستخدام وسائل ميكانيكية أو عبر تدوير الأسطح الملامسة.

2.2.1.3 اهتزاز السطح

تُطبق هذه التقنية غالبًا على التدفقات أحادية الطور، باستخدام اهتزازات منخفضة أو عالية التردد، بهدف رفع معامل الحمل الحراري.

3.2.1.3 الاهتزازات أو النبضات الميكانيكية للسائل:

تستخدم نطاقًا من الاهتزازات، من الترددات المنخفضة (1 Hz) إلى الترددات فوق الصوتية (1 Mhz). وتُعد من أكثر تقنيات التعزيز بالاهتزاز كفاءة من حيث التطبيق العملي.

4.2.1.3 المجالات الكهروستاتيكية

تشمل تطبيق مجالات كهربائية أو مغناطيسية، أو مزيجًا منهما، سواء باستخدام تيار مستمر أو متناوب. وتُستخدم هذه الطريقة بشكل خاص في أنظمة التبادل الحراري التي تحتوي على سوائل عازلة.

5.2.1.3 النفثات

تعتمد هذه التقنية على حقن سائل التبريد أو التسخين باتجاه عمودي أو مائل على سطح نقل الحرارة. ويمكن استخدام نفثات مفردة أو متعددة، سواء في التدفقات أحادية الطور أو في تطبيقات الغليان. تُسهم هذه التقنية في تعزيز معامل انتقال الحرارة من خلال إثارة اضطرابات موضعية في السطح المعرض للتبادل الحراري.

2.3 تحسين الأداء الحراري لمركزات الطاقة الشمسية

في السنوات الأخيرة، تم فحص العديد من التقنيات لتحسين الأداء الحراري لمركزات الطاقة الشمسية ذات الحوض المكافئ. الهدف الأساسي من هذه التقنيات هو تحسين ظروف انتقال الحرارة بين الممتص ووسائل نقل الحرارة بطرق مختلفة. بالإضافة إلى ذلك، تؤدي الكفاءة الحرارية المتزايدة إلى انخفاض درجة حرارة الممتص، فضلاً عن انخفاض تدرجات درجات الحرارة عبره، مما يقلل من مشاكل التشوه المحتملة.

• اختبار الأداء الحراري للمركزات الشمسية

س. ليو وآخرون [49] أجروا اختبارات حرارية على مُركّز شمسي وقدموا معلومات عن كفاءته والخسائر الحرارية في ظل ظروف تشغيل مختلفة. تمت دراسة وحدة تجميع كاملة تتضمن المركز والمستقبل وهيكل الدعم باستخدام منصة دوارة. تم استخدام جهازين استقبال بطبقتين مختلفتين: السيراميك المعدني والكروم الأسود، في ثلاثة تكوينات: واحد بغطاء زجاجي مع فراغ، وآخر بغطاء زجاجي مملوء بالهواء، والثالث بأنبوب امتصاص بدون غطاء زجاجي. أظهر جهاز الاستقبال المغطى بالسيراميك أداءً أفضل من الكروم الأسود، نظرًا لانخفاض انبعاثيته.

• تأثير سرعة الرياح على الخسائر الحرارية

من خلال المحاكاة العددية، حدد أ. س. تيجاني [50] خسائر الحرارة الحملية والإشعاعية في مُركّز حوض مكافئ، ودرس تأثير سرعة الرياح على خسائره. تُظهر النتائج أن سرعة الرياح لا تؤثر بشكل كبير على الخسائر الحرارية، وأن الخسائر الحملية تمثل حوالي 64% من إجمالي الخسائر، بينما تشكل الخسائر الإشعاعية نسبة 36% عند سرعة رياح تبلغ 2 m/s .

• تحسين الأداء باستخدام ممتص مزود بشريط ملتوي

يشير عمل سي. تشانغ [51] إلى أن استخدام ممتص مزود بشريط ملتوي يمكن أن يُحسن أداء مُركّز الحوض المكافئ، حيث يزيد رقم نوسلت بمقدار 2.9 مقارنة بالحالة الملساء.

• تأثير الغمازات والنتوءات على انتقال الحرارة

درس هوانغ وآخرون [52] تأثير الغمازات والنتوءات والزعانف الحلزونية على انتقال الحرارة في أنبوب الامتصاص لمركز الحوض المكافئ، وتمت مقارنة نتائج هذه النماذج مع ممتص ناعم. أظهرت النتائج أن أداء الممتص المزود بالغمازات كان الأفضل، يليه الممتص ذو النتوءات، ثم الزعانف الحلزونية.

• تحسين انتقال الحرارة باستخدام الزعانف

قام بيلوس وآخرون [53] بمحاولة تحديد العدد الأمثل للزعانف وأفضل موضع لها لتحسين انتقال الحرارة في أنبوب الامتصاص. درست معلمات مثل رقم نوسلت ومعامل الاحتكاك، وتوصل الباحثون إلى أن أفضل وضع للزعانف هو في النصف السفلي من الأنبوب حيث يتركز تدفق الحرارة.

• تحسين الأداء باستخدام الحواجز المثقبة

أجرى بنزين وآخرون [54] دراسة عددية للحمل الحراري الصفحي القسري في قناة مزودة بحواجز مثقبة، وأظهرت النتائج أن تثبيت هذه الحواجز زاد من انتقال الحرارة بنسبة % 14.52.

• تحسين انتقال الحرارة باستخدام إداخلات مخروطية

درس أ. مويسيجي [55] تحسين انتقال الحرارة في مركز الحوض المكافئ باستخدام إداخلات مخروطية مثقبة، واعتمد في تحليله على نموذج الاضطراب العملي $k-t$. ووفقاً لدراسته، فإن استخدام ممتص يحتوي على أجزاء مخروطية يُحسن من أداء انتقال الحرارة.

• تأثير عامل التركيز على انتقال الحرارة

في دراسة لاحقة، بحث أ. مويسيجي وآخرون [56] الأداء الحراري وتوليد الإنتروبييا لعوامل تركيز مختلفة تتراوح بين 88 إلى 113. وأظهرت النتائج أن انتقال الحرارة ينخفض بنسبة % 4.5 عندما يزداد عامل التركيز من 88 إلى 113.

• تحسين انتقال الحرارة باستخدام الزعانف الحلزونية الداخلية

استخدم ج. مونوز [57] أدوات ديناميكا الموائع الحسابية لدراسة تأثير استخدام الزعانف الحلزونية الداخلية على أداء مُركِّز حوض مكافئ. ركزت الدراسة على تقليل تدرجات درجات الحرارة في أنبوب امتصاص المُركِّز.

• دراسة خصائص انتقال الحرارة ثلاثية الأبعاد

قام تشنغ وآخرون [58] بدراسة عددية لخصائص انتقال الحرارة ثلاثية الأبعاد في أنبوب امتصاص مكثف الحوض المكافئ. وأوضح العمل أن الخصائص الحرارية للزيت الحراري المستخدم والإشعاع الحراري بين الممتص والغلاف الزجاجي تؤثر بشكل كبير على درجة حرارة سائل الدواسة.

• تحسين الأداء باستخدام مولدات الدوامة الطولية

في دراسة أخرى، قام تشنغ وآخرون [59] بدراسة تحسين انتقال الحرارة في أنبوب الاستقبال لمُركِّز الحوض المكافئ باستخدام مولدات الدوامة الطولية.

• تحسين الأداء باستخدام السوائل النانوية

درس كومار وآخرون [60] تأثير تعديل السوائل النانوية والهندسة باستخدام زعانف الماص لمُركِّز حوض مكافئ على انتقال الحرارة. أظهرت النتائج أن الممتص ذو الزعانف يحسن الكفاءة الحرارية للمركز الشمسي.

• تأثير الزعانف الداخلية على الأداء الحراري

درس إي. بيلوس [61] تحسين أداء مُركِّز حوض مكافئ باستخدام حشوات شريطية ملتوية وألواح مثقبة وممتص زعانف داخلي مقارنة بالحالة الملساء كحالة مرجعية.

• تحسين الكفاءة باستخدام السوائل النانوية والزعانف

في دراسة أخرى، قام إي. بيلوس وآخرون [62] بتحسين أداء مستشعر الحوض المكافئ باستخدام السوائل النانوية والمجذولات. وجد الباحثون أن استخدام النانو سائل كسائل لنقل الحرارة يحسن الكفاءة الحرارية للمستشعر بنسبة % 0.76.

• تأثير الزعانف الداخلية على انتقال الحرارة

في عمل ثالث، قام إي. بيلوس وآخرون [63] بدراسة تحسين انتقال الحرارة في جهاز امتصاص مُركّز حوض مكافئ عن طريق ربط الزعانف الداخلية.

• تحسين الأداء باستخدام ممتص موج

درس فوكيانغ وآخرون [64] تحسين أداء مُركّز الطاقة الشمسية ذي الحوض المكافئ باستخدام ممتص موج.

• تأثير الزعانف على الأداء الحراري حاول شيانغتاو وآخرون [65] تحسين الأداء الحراري لمُركّز شمسي ذي حوض مكافئ باستخدام زعانف مُثبّنة على السطح الداخلي لأنبوب الامتصاص.

• تحسين الأداء الحراري باستخدام الزعانف الداخلية

قام ناتاراجان وآخرون [66] بدراسة عددية لخصائص انتقال الحرارة في أنبوب الامتصاص لمكثف شمسي أسطواني مكافئ مع عوائق (ملحقات).

• تحسين الأداء باستخدام أنابيب موجة

أظهر عمل بيتام وآخرون [67] أن استخدام أنبوب امتصاص موج يزداد من رقم نوسلت بنسبة % 45 إلى % 63 ويزيد معامل الاحتكاك بنسبة % 40.8.

• تحسين الأداء باستخدام الزعانف الداخلية الطولية

أجرى مويسيجي وآخرون [68] تحليلًا عدديًا للأداء الحراري لممتص ذو زعانف داخلية طولية لمكثف شمسي ذو حوض مكافئ.

• دراسة مقارنة للزعانف الداخلية

أجرى ناتاراجان وآخرون [69] دراسة مقارنة لشكلين من الزعانف الداخلية المدخلة في أنبوب الامتصاص، وهما الزعانف المستطيلة وشبه المنحرفة.

• تأثير تثبيت الزعانف على انتقال الحرارة

قام ك. س. ريدي [70] أيضًا بدراسة عددية لتأثير تثبيت الزعانف على السطح الداخلي لأنبوب امتصاص لمركز شمسي حوض مكافئ.

• تحسين الأداء باستخدام الزعانف المستطيلة

درس ك. بينوج [71] تحسين الأداء الحراري لمكثف الحوض المكافئ عن طريق إضافة زعانف مستطيلة متصلة بالنصف السفلي للسطح الداخلي لأنبوب الامتصاص.

• تحسين الأداء باستخدام الممتص الجيبي

درس ي. دماغ وآخرون [72] جدوى ممتص جيبي جديد على شكل حرف "S" لتحسين كفاءة المركز الشمسي ذو الحوض المكافئ.

• تأثير السوائل النانوية على الأداء

درس أ. بن عبد الرحمن وآخرون [73] تأثير السوائل النانوية المختلفة وتركيز حجمها على أداء مركز حوض مكافئ (CCP).

• تحسين الأداء باستخدام السوائل النانوية

قام سوخانسيقات وآخرون [74] بدراسة عددية لانتقال الحرارة بالحمل المختلط المضطرب ثلاثي الأبعاد للسائل النانوي الزيتي الاصطناعي .

• تحسين انتقال الحرارة باستخدام أقراص مسامية في المستقبل المكافئ

أجرى كومار وريدي [75] دراسة تهدف إلى تحسين انتقال الحرارة في مستقبل نقطة التحكم الحرجة باستخدام أقراص مسامية مثبتة على الجدار الداخلي للمستقبل. وقد تم دراسة تأثير الاتجاهات والارتفاعات والمسافات المختلفة بين الأقراص على الأداء الحراري للمستقبل. في هذه الدراسة، تم التوصل إلى أن الأداء الحراري المثالي تحقق عند استخدام جهاز استقبال قرصي شبه مسامي مثبت في الجزء العلوي بارتفاع يعادل نصف القطر الداخلي للمستقبل، والمسافة بين الأقراص تساوي القطر الداخلي للأنبوب، مع زاوية اتجاه 30 درجة. في هذا التكوين، تم تحقيق زيادة بنسبة % 64 تقريبًا في رقم نوسلت.

• دراسة نقل الحرارة في المستقبل المكافئ باستخدام الطلاءات الانتقائية

في دراسة أخرى، قام آر. فوريستال [76] بتطوير نموذج لنقل الحرارة في المستقبل المكافئ يأخذ بعين الاعتبار جميع أوضاع انتقال الحرارة. تم فحص مستقبلات عادية وفراغية، بالإضافة إلى مستقبلات بدون غلاف زجاجي، مع أخذ الطلاءات الانتقائية للأنبوب الامتصاص والغازات المختلفة في الفضاء الحلقي وسرعات الرياح المختلفة. أظهرت النتائج أن تراكم الهيدروجين في الفراغ الحلقي يسبب زيادة كبيرة في خسائر الحرارة مقارنة بأنبوب الاستقبال المفرغ أو الأنبوب المحتوي على هواء في الفراغ الحلقي.

• تحسين انتقال الحرارة في المجمعات الشمسية باستخدام الشريط الملطوي والمسامير المدخلة

كما قام جعفر وآخرون [77] بدراسة تجريبية لتحسين انتقال الحرارة في مجمع حوضي مكافئ باستخدام شريط ملتوي مع مسامير مدخلة في أنبوب الامتصاص. أظهرت الدراسة أن الشريط الملطوي والمسامير ساهموا في زيادة الاضطرابات وتحسين انتقال الحرارة بشكل ملحوظ. كما تبين أن أبعاد الشريط الملطوي لها تأثير كبير على الأداء الحراري.

• استخدام الشريط المموج المُدرج في مركز شمسي ذي حوض مكافئ

بالإضافة إلى ذلك، درس تشو وآخرون [78] استخدام شريط مموج مُدرج داخل مركز شمسي ذو حوض مكافئ، ووجدوا أن أفضل أداء حراري تحقق عند مؤشر تعزيز حراري قدره 1.82 في ظروف التدفق الصفائحي باستخدام الماء كسائل عامل.

• تحسين الكفاءة الحرارية باستخدام الشريط اللولبي الحلزوني

من جانب آخر، قام وانغ وآخرون [79] بدراسة استخدام شريط لولبي حلزوني تحت ظروف تدفق حراري غير منتظم باستخدام الزيت الحراري. أظهرت نتائجهم أن هذا النوع من الشريط يساهم في تحسين الكفاءة الحرارية للمجمع الشمسي.

• مقارنة بين الحلول المختلفة لتحسين الأداء الحراري في المستقبل المكافئ

في دراسة مقارنة أُجريت من قبل تو و بينيتو [80]، تم فحص عدة ملحقات مثل الملحق الحلزوني/السلكي، الشريط الملطوي، أنبوب قرص العسل، والرغوة المسامية داخل مركز شمسي ذو حوض مكافئ يعمل بالهواء وثاني أكسيد الكربون والهيليوم. أظهرت النتائج أن ممتص قرص العسل كان الأكثر فعالية في تحسين الأداء.

• تعزيز انتقال الحرارة في تدفق اللب باستخدام الحشوات المسامية

أجرى ليو وآخرون [81] دراسة حول آليات تعزيز انتقال الحرارة في تدفق اللب مع الحفاظ على انخفاض الاحتكاك. أظهرت دراساتهم أن استخدام الحشوات المسامية بدلاً من الحشوات الصلبة، مثل الزعانف الملتوية، يعزز انتقال الحرارة بشكل كبير ويقلل من مقاومة التدفق، حيث أظهرت زيادة في معدل انتقال الحرارة من 1.6 إلى 5.5 مرة مقارنة بالأنابيب الملساء.

• تعزيز انتقال الحرارة في الأنابيب باستخدام حشوات الشريط الملتوي والزعانف الداخلية

قارن مارنر وبيرجلز [82] بين تعزيز نقل الحرارة في أنبوب باستخدام حشوات الشريط الملتوي وزعانف داخلية باستخدام بولي بوتيلين 20 كسائل لنقل الحرارة في ظروف التدفق الرافعي. أظهرت الدراسة أن حشوات الشريط الملتوي تعمل بشكل أفضل من الزعانف الداخلية في تطبيقات التبريد.

• تأثير الحشوات الملتوية على تدفق السوائل والتبريد باستخدام سوائل عالية اللزوجة

درس أجراوال وراجا راو [83] أيضًا استخدام حشوات الشريط الملتوي مع سوائل ذات مؤشر براندتي مرتفع لنسب التواء تتراوح من 2.41 إلى 4.84 % باستخدام زيت سيرفوثيرم كسائل لنقل الحرارة. وجدوا زيادة في أرقام نوسلت في النطاقات من 1.31 إلى 3.70 مرة مقارنة بأرقام الأنبوب الأملس.

• تحسين انتقال الحرارة باستخدام إدخالات شريطية ملتوية في أنظمة تسخين المياه بالطاقة الشمسية

درس كومار وبراساد [84] تحسين انتقال الحرارة في أنظمة تسخين المياه بالطاقة الشمسية باستخدام إدخالات شريطية ملتوية لأرقام رينولدز في نطاق 4000 إلى 21000. أظهرت الدراسة زيادة في أداء انتقال الحرارة بين 18 % و 70 % وزيادة في انخفاض الضغط بين 87 % و 132 %.

• تحسين أداء أنظمة تسخين المياه باستخدام شريط ملتوي لتحسين نقل الحرارة

في السياق نفسه، جايسانكار وآخرون [85] يعرضون أيضًا نتائج الدراسة حول تحسين انتقال الحرارة في أنظمة تسخين المياه بالطاقة الشمسية باستخدام إدخال الشريط الملتوية. أظهرت الدراسات أن درجات حرارة لوحة الامتصاص انخفضت مع استخدام شرائط الإدخال الملتوية.

• تعزيز انتقال الحرارة في مبادل حراري متحد المركز باستخدام إدخال شريطية ملتوية

قام نوتونغ وآخرون [86] بدراسة تجريبية لتعزيز انتقال الحرارة في مبادل حراري متحد المركز، باستخدام إدخال شريطية ملتوية بنسب التواء 5 و7. أجريت التجارب باستخدام الماء كسائل اختبار، لأرقام رينولدز تتراوح من 2000 إلى 12000. وُجد أن نسب التواء صغيرة توفر نقل حرارة أعلى، وانخفاضات في الضغط، وكفاءة تعزيز حراري أعلى.

• تأثير التعديلات الهندسية على أداء انتقال الحرارة باستخدام الأشربة الملتوية

تمت دراسة العديد من التعديلات الهندسية على الأشربة الملتوية لتحسين انتقال الحرارة وتقليل احتكاك السوائل. قام ساها وآخرون [88] بإجراء دراسة تجريبية على إدخال شريطية ملتوية متباعدة بانتظام لظروف التدفق الرقائقي. ووجدوا أن قوة الضخ انخفضت بشكل كبير دون التأثير الكبير على انتقال الحرارة عند استخدام الأشربة الملتوية المتباعدة بانتظام. في دراسة أخرى، قاموا بدراسة نفس الأشربة الملتوية في ظروف التدفق المضطرب، حيث أظهروا أن هذه الأشربة المتباعدة بانتظام قللت بشكل كبير من انخفاض الضغط مع تأثير أقل على تحسين انتقال الحرارة.

• تأثير تعديلات الالتواء والتباعد على انتقال الحرارة في الأشربة الملتوية

أجرى ساها و دوتا [89] دراسة تجريبية على الأشربة الملتوية المتباعدة بانتظام ذات الخطوة المتغيرة مقابل الخطوة الموحدة، حيث استخدموا زيت Servotherm كسائل اختبار. أظهرت دراستهم أن الأشربة الملتوية ذات الخطوة المتغيرة تؤدي إلى أداء أسوأ من الأشربة ذات الخطوة الموحدة في

تحسين انتقال الحرارة. كما تناولت دراسات أخرى إيامسا-ارد وآخرون [90] تأثير إداخلات الشريط الملثوي على انتقال الحرارة واحتكاك السوائل في أنظمة التبادل الحراري، حيث أظهرت أن نسب الالتواء الصغيرة توفر تحسينًا أكبر في نقل الحرارة.

• تأثير أشربة الجناح الملثوية على انتقال الحرارة في الأنابيب

أجرى إيامسا-ارد وآخرون [90] دراسة تجريبية على أشربة الجناح الملثوية ذات الأجنحة مثلثة الشكل في ظروف التدفق الرقائقي. ووجدوا أن الأشربة الملثوية ذات الأجنحة المثلثية كانت أكثر فعالية في تحسين انتقال الحرارة مقارنة بالأشربة الملثوية النموذجية.

• دمج تقنيات مختلفة لتحسين الأداء الحراري في المجمعات الشمسية

تم أيضًا دراسة دمج تقنيات متعددة لتحسين انتقال الحرارة في المجمعات الشمسية. قام لياو وشين [91] بدراسة تجريبية لتحسين انتقال الحرارة في الأنابيب باستخدام مزيج من إداخلات الشرائط الملثوية أو الشرائط المجزأة ذات الزعانف الداخلية. أظهرت هذه الدراسات أن الجمع بين هذه التقنيات يعزز الأداء الحراري، ولكن قد يؤدي إلى زيادة في احتكاك السوائل.

• دراسة تأثير الأشربة الملثوية على تحلل الدوامة في الأنابيب

في دراسة أخرى، قام إيامسا-ارد وآخرون [92] بالتحقيق في تحلل الدوامة في أنابيب مستديرة باستخدام أشربة ملثوية قصيرة الطول. أظهرت النتائج أن الأشربة الملثوية ذات الطول القصير تتمتع بأداء نقل حراري أقل من الأشربة ذات الطول الكامل، ومع ذلك كانت هناك تحسينات في أرقام نوسلت ومعاملات الاحتكاك.

تحسين انتقال الحرارة باستخدام تعديلات على الأشربة الملثوية

أجرى العديد من الباحثين دراسات متنوعة حول تحسين أداء الأشربة الملثوية باستخدام تعديلات هندسية. على سبيل المثال، قام زيمباروف [93] بدراسة تجريبية لأداء انتقال الحرارة في الأنابيب

المموجة ذات الشرائط الملتوية. كما قام بهارادواج [94] بدراسة الاستخدام المشترك للشرائط الملتوية والأخاديد الحلزونية لتعزيز انتقال الحرارة في الأنبوب.

• جمع تقنيات متعددة لتحسين أداء نقل الحرارة في الأنابيب

أخيرًا، قام العديد من الباحثين مثل برومفونجي وآخرون [95] بدراسة تأثير الجمع بين الأشرطة الملتوية وحلقات مدببة لتحسين نقل الحرارة في الأنابيب. كما قام لياو وشين [91] بدراسة تجريبية لمزيج من إدخلات الشرائط الملتوية أو الشرائط المجزأة ذات الزعانف الداخلية.

• تأثير الفجوة بين الجدار والشريط الملتوي على احتكاك السوائل

أظهرت العديد من الدراسات أن احتكاك السوائل يعتمد إلى حد كبير على الفجوة بين الجدار والشريط الملتوي. على سبيل المثال، قام أيوب والفهد [96] بدراسة تجريبية لاحتكاك السوائل لشرائط ملتوية موضوعة بشكل منفصل عن الجدار، ووجدوا أن الفجوة بين الأنبوب والشريط مسؤولة عن انخفاض الضغط الكبير. في دراسة لاحقة، قام الفهد و شقرون [97] بالتحقيق في استخدام إدخلات الشريط الملتوية المفصولة بالجدار لتحسين نقل الحرارة، ووجدوا أن الأشرطة الأكثر إحكامًا تؤدي إلى تحسين أعلى في نقل الحرارة مقارنة بالأشرطة الملتوية ذات التركيب الفضفاض.

• تأثير نسب التواء الشريط على انتقال الحرارة

قام باس و أوزجيهان [98] بتقديم دراسة تجريبية حول استخدام حشوات الشريط الملتوية، ووجدوا أن نسبة التواء الشريط لها تأثير كبير على تحسين انتقال الحرارة مقارنة بنسبة الخلوص. كما أبلغوا عن انخفاض في قوة الضخ مع زيادة نسبة الخلوص. من جانب آخر، قام إيامسا-ارد وآخرون [99] بدراسة تأثير حشوات الشريط الملتوية الفضفاضة على تحسين انتقال الحرارة، وأبلغوا عن تحسن كبير في نقل الحرارة عندما كانت نسبة التواء الشريط منخفضة.

● دراسة تأثير الشريط [100] بإجراء بحث عددي حول تعزيز انتقال الحرارة باستخدام شرائط ملتوية مركزية التحرير مقارنةً بشرائط ملتوية ضيقة العرض. أظهرت الدراسة أن الشريط الملتوي ذو التحرير المركزي يحسن نقل الحرارة بنسبة تتراوح من 7% إلى 20% مقارنة بالأنبوب المزود بإدخال شريط ملتوي تقليدي.

● تحسين انتقال الحرارة باستخدام إدخلات شريطية ملتوية متعددة

في دراسة حديثة، استخدم تشانغ وآخرون [101] مبادئ تحسين انتقال الحرارة عبر تدفق اللب لدراسة خصائص التدفق وانتقال الحرارة في التدفق الصفائحي. أظهرت دراستهم أن عامل تعزيز نقل الحرارة يزداد مع زيادة المسافة بين الشرائط، وأنه يتم تحسين نقل الحرارة في نطاق 162% إلى 189% بينما يزداد عامل الاحتكاك بنسبة 5.33 إلى 7.02 مرة مقارنة بالأنبوب العادي.

● تحسين انتقال الحرارة باستخدام الحشوات المثقبة

استخدم العديد من الباحثين حشوات مثقبة لتحسين انتقال الحرارة. قام كورتباس وآخرون [102] بدراسة تأثير الحاقن المخروطي على تعزيز انتقال الحرارة، وأشاروا إلى أن نسبة تعزيز انتقال الحرارة تتناقص مع انخفاض رقم رينولدز. كما قام فان وآخرون [103] بدراسة حشوات الشرائط المخروطية ووجدوا أنها تعزز انتقال الحرارة بشكل كبير في نظام التدفق المضطرب.

● تأثير الحلقات المخروطية المثقبة على انتقال الحرارة

في دراسات أخرى، قام كونغكايتبايون وآخرون [104] بدراسة تأثير الحلقات المخروطية المثقبة على انتقال الحرارة في أنبوب دائري. وقد أظهرت الدراسات زيادة كبيرة في انتقال الحرارة بنسبة تتراوح بين 57% و 195% مقارنة بالأنبوب العادي.

● تقنيات أخرى لتحسين انتقال الحرارة

أظهر برومفونج وآخرون [105] تحسناً كبيراً في انتقال الحرارة باستخدام الحشوات الحلقيّة المخروطية في الأنابيب المستديرة، مع زيادة في انتقال الحرارة تتراوح بين 91% و 333% كما درسوا تأثير

المضطربات ذات الفوهات المخروطية ووجدوا زيادة في انتقال الحرارة بنسبة % 236 إلى % 344 مقارنة بأنابيب واحدة.

الخاتمة

تُظهر البحوث السابقة العلمية السابقة أن العديد من الدراسات تركز على إيجاد تقنيات فعالة لتحسين الأداء الحراري لمركزات الطاقة الشمسية ذات الحوض المكافئ. وتقنيات مثل استخدام الزعانف الداخلية تبقى من بين الأكثر فعالية في تحسين انتقال الحرارة في هذه الأنظمة. بعد تحليل ودراسة مجموعة من الأعمال البحثية السابقة المتعلقة بالمجمعات الشمسية الأسطوانية المكافئة، تبين أن هذه الأنظمة تُمثل أحد الحلول الفعالة لاستغلال الطاقة الشمسية الحرارية، نظرًا لقدرتها العالية على تركيز الأشعة الشمسية ورفع درجة حرارة المائع الحراري المستخدم. وقد أظهرت هذه الدراسات اهتمامًا متزايدًا بتحسين الأداء الحراري لهذه المجمعات من خلال وسائل متعددة، من بينها تحسين تصميم الأنبوب الممتص، استخدام مواد متقدمة، أو تعزيز ظروف التشغيل.

ومن بين أكثر الوسائل فعالية التي تناولتها الأدبيات العلمية، برزت تقنية استخدام الزعانف كطريقة بسيطة وفعالة لتعزيز معدل انتقال الحرارة داخل الأنبوب الممتص، وذلك عبر زيادة مساحة التبادل الحراري وتحسين تدفق المائع. وقد أشارت العديد من الدراسات إلى أن الزعانف، إذا تم تصميمها بأبعاد وأشكال مدروسة، يمكن أن تُحدث تحسناً ملموساً في الأداء الحراري العام للمجمع.

انطلاقاً من هذه المعطيات، تم اختيار دراسة تأثير الزعانف كمحور أساسي لهذا العمل، نظرًا لجذواه التقنية والاقتصادية، وكذلك لإمكانية تطوير تصميمات أكثر كفاءة باستخدام أدوات النمذجة والمحاكاة الحديثة. وبناءً عليه سيتناول الفصل الموالي دراسة رقمية باستخدام برنامج ANSYS Fluent، بهدف تحليل تأثير الزعانف على سلوك انتقال الحرارة داخل الأنبوب الممتص، مع مقارنة الأداء الحراري بين النماذج المزودة بالزعانف وتلك الخالية منها، وذلك وفق شروط تشغيل محددة ومحاكاة واقعية.

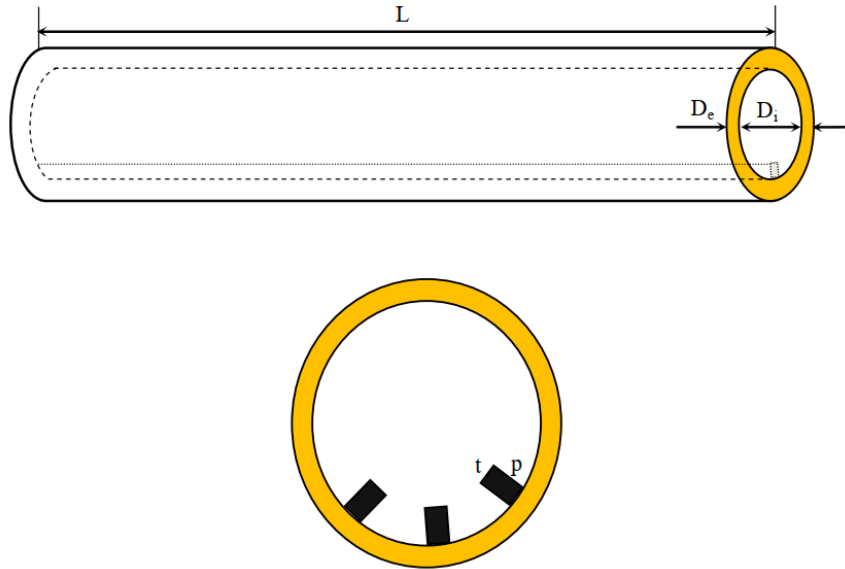
الفصل الرابع:
النمذجة الرياضية
و إجراء الحل العددي

المقدمة

يتناول هذا القسم عرض النموذج الرياضي الذي يُستخدم لوصف سلوك جريان المائع وانتقال الحرارة في حالته أحادية الطور داخل الأنبوب الماص لمجمّع شمسي أسطواني مكافئ. كما يستعرض المنهجية العددية المتبعة لحل المعادلات المرتبطة بهذا النموذج بشكل دقيق ومنهجي.

1.4 الصياغة الرياضية

يؤخذ في الاعتبار أنبوب ماص يبلغ طوله $L = 1.5 \text{ m}$ ، بقطر داخلي قدره $D_i = 52 \text{ mm}$ و قطر خارجي $D_e = 56 \text{ mm}$. تم تثبيت عليه زعانف طولية في الجزء السفلي فقط من السطح الداخلي للأنبوب، يتراوح ارتفاع (p) هذه الزعانف ما بين 5 و 15 mm ، بينما سمكها (t) ما بين 2 و 6 mm ، كما هو مبين في الشكل (1).



الشكل 1.4 : الأنبوب الماص المدروس

نفترض أن الجريان داخل الأنبوب الماص ثلاثي الأبعاد وثابت زمنياً، كما نعتبر المائع غير قابل للانضغاط ونيوتوني، ويجري في نظام جريان مضطرب يترافق مع انتقال حراري، وتعتمد النمذجة الرياضية لهذا النوع من التدفق على معادلات متوسطات رينولدز، المعروفة باسم معادلات رينولدز المعدلة لحفظ الكتلة والزخم والطاقة (Stokes – RANS–Navier Reynolds Averaged).

$$1.4 \quad \frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0$$

$$2.4 \quad \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_i} \delta_{ij} - \rho\overline{u'_i u'_j} \right]$$

3.4

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{u}_j c_p \bar{T}) = \frac{\partial\bar{p}}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_r}{\delta_{h,T}} \frac{\partial(c_p \bar{T})}{\partial x_j} \right) + \left[\bar{\mu}_j \frac{\partial\bar{p}}{\partial x_j} + \mu \left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_i} \delta_{ij} - \rho\overline{u'_i u'_j} \right] \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}$$

تُظهر المعادلات الناتجة وجود عدد إضافي من المجاهيل يُعرف باسم إجهادات رينولدز، مما يستدعي استخدام نموذج للاضطراب من أجل إغلاق نظام المعادلات. في هذا العمل تم اعتماد نموذج الاضطراب $k - \varepsilon$ من النوع Realizable، وهو نموذج شبه تجريبي يستند إلى مفهوم بوسينيسك، الذي يربط بين إجهادات رينولدز ومعدل التشوه الوسطي.

$$4.4 \quad -\rho\overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3}(\rho K + \mu_t \frac{\partial\bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{i,j})$$

يمثل K الطاقة الحركية للاضطراب، ويتم حسابها انطلاقاً من معادلة نقل خاصة، تُمكن من تتبع كيفية تولّد هذه الطاقة وتبددها ضمن مجال الجريان المضطرب العلاقة (5.4).

$$5.4 \quad \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho K \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\delta_k} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon$$

أما ε فيُعبّر عن معدل تبدد الطاقة الحركية للاضطراب، ويتم تحديده من خلال معادلة نقل خاصة تصف كيفية فقدان هذه الطاقة في الجريان المضطرب العلاقة (6.4).

$$6.4 \quad \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\delta_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{K + \sqrt{\nu K}}$$

$$C_1 = \max \left[0, 43 \frac{\eta}{\eta + 5} \right] ; \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon} ; \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

يُحسب مصطلح الإنتاج باستخدام علاقة رياضية تمثل مقدار الطاقة الحركية للاضطراب المتولدة نتيجة تأثير تغيرات السرعة في الجريان العلاقة (7.4).

$$7.4 \quad G_k = \mu_t S^2$$

يُعبّر عن توليد الطاقة الحركية للاضطراب الناتج عن فرق الكثافة بالعلاقة التالية (8.4):

$$8.4 \quad G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{\rho r_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

حيث يمثل Pr_t عدد برانتل الاضطرابي و g_i هو مركبة متجه الجاذبية في الاتجاه (i). بالنسبة لهذا النموذج، فإن القيمة الافتراضية لـ Pr_t هي 0,85.

تُعطى اللزوجة الاضطرابية بالعلاقة التالية (9.4):

$$9.4 \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon}$$

يمكن الفرق بين نموذج Realizable والنماذج القياسية Standard و RNG في أن الثابت C_μ لم يعد ثابتاً بل يُحسب باستخدام العلاقة التالية:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{kU^*}{2}}$$

مع :

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k$$

حيث $\bar{\Omega}_{ij}$ يمثل مُوتر السرعات الدورانية المتوسطة، كما يُرى في نظام إحداثي دوار بسرعة زاوية ω_k .

$$A_0 = 4,04 ; \quad A_S = \sqrt{6} \cos \phi$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) ; \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\bar{S}^3}$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

S_k و S_ε تمثل مصطلحات مصدرية (مصادر) يحددها المستخدم.

أما σ_k و σ_ε هما أعداد برانتل الاضطرابية الفعالة العكسية المرتبطة بالطاقة الحركية الاضطرابية ومعدل تبددها على التوالي.

جميع المعاملات الأخرى تُحدد بطريقة تجريبية، وقيمها لنموذج $k - \varepsilon$ من النوع Realizable معطاة

$$C_{1\varepsilon} = 1,44 ; C_2 = 1,9 ; \sigma_k = 1 ; \sigma_\varepsilon = 1,2 \quad \text{كالتالي:}$$

مدى تأثير قوة الدفع الناتجة عن أرخميدس على يُحدد بواسطة الثابت ، والذي يُحسب وفقاً للعلاقة التالية:

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right|$$

حيث v يمثل مركبة سرعة الجريان الموازية لمتجه الجاذبية، و u هو مركبة سرعة الجريان المتعامدة مع متجه الجاذبية.

شروط الحدود المستخدمة في حساباتنا ملخصة فيما يلي:

• عند مدخل الأنبوب الماص: تحدد سرعة المائع، ودرجة حرارته، وضغطه.

لتهيئة حالة الاضطراب، نفرض شدة اضطراب وقطر هيدروليكي عند المدخل. تُحسب شدة الاضطراب وفقاً للمعادلة [106]:

$$I = 0,16Re^{-1/8}$$

• عند مخرج الأنبوب الماص، تُعتبر جميع التدرجات صفراً (أي أن الجريانين الهيدروديناميكي والحراري في حالة استقرار كامل).

• على النصف السفلي الخارجي للأنبوب الماص، يُفرض تدفق حراري مركّز.

• على النصف العلوي الخارجي للأنبوب الماص، يُفرض تدفق حراري منتظم.

• عند واجهات المواد الصلبة والسوائل (الجدران الداخلية للأنبوب)، تُطبّق شروط التوصيل الحراري المشتركة.

حيث يقوم المُحلّ بحل معادلات انتقال الحرارة مباشرة من الخلية المجاورة. وبذلك يحسب التدفق الحراري

بواسطة العلاقة التالية:

$$\lambda_s \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{inter\ face} = \lambda_f \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{inter\ face}$$

حيث n تمثل الإحداثي المحلي العمودي على السطح.

في هذه الدراسة تُحسب كثافة تدفق الحرارة المركّز باستخدام العلاقة التالية (10.4):

$$10.4 \quad \varphi_c = C_R \varphi$$

مع

$$C_R = 50 \text{ هو معامل التركيز، وفي دراستنا}$$

φ هي كثافة الفيض الشمسي الساقط.

المائع الناقل للحرارة المستخدم خلال هذا العمل هو *theminol vp - 01* تعتمد خصائصه على درجة الحرارة، كما هو موضح الجدول (1.4). استنادًا إلى بيانات الشركة المصنعة، تم تمثيل الخصائص الفيزيائية والحرارية بواسطة كثيرات حدود تعتمد على درجة الحرارة (انظر الجدول 1.4). كما تم تلخيص الخصائص الحرارية الفيزيائية لأنبوب الامتصاص (المصنوع من الحديد الغير قابل لصداً) في الجدول (2.4).

جدول 1.4 : يمثل خصائص المائع *theminol vp - 01*

1060	ρ (kg/m ³)	الكثافة
2.8	μ (mPa. s)	اللزوجة الديناميكية
1820	Cp (J/kg. K)	الحرارة النوعية
0,105	λ (W/m. k)	التوصيلية الحرارية

جدول 2.4 : يمثل خصائص المعدن *stainless steel 304*

7900	ρ (kg/m ³)	الكثافة
16,2	λ (W/m. k)	التوصيلية الحرارية
500	Cp (J/kg. K)	الحرارة النوعية

1.1.4 الأعداد اللائعية والعلاقات المستخدمة

تُحسب أعداد نوسلت (Nusselt)، وريينولز (Reynolds)، وبرانتل (Prandtl) على التوالي باستخدام

العلاقات التالية (11.4)، (12.4)، (13.4):

$$11.4 \quad Nu = \frac{h \cdot D_{ri}}{\lambda}$$

$$12.4 \quad Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi D_{ri} \mu}$$

$$13.4 \quad Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$

في جميع هذه العلاقات، يتم حساب كل من λ و μ عند درجة الحرارة المتوسطة للمائع.

• يحسب معامل انتقال الحرارة الوسطي بالحمل الحراري باستخدام العلاقة التالية (14.4):

$$14.4 \quad h = \frac{\varphi_u}{(\pi D_{ri} L)(T_r - T_{fm})}$$

حيث T_{fm} تمثل درجة الحرارة المتوسطة للمائع بين مدخل ومخرج الأنبوب الماص ويعبر عنها بالعلاقة

(154):

$$15.4 \quad T_{fm} = \frac{T_{entree} + T_{sortee}}{2}$$

T_r هي درجة الحرارة المتوسطة للجدار الداخلي للأنبوب الماص.

أما φ_u فهي التدفق الحراري المفيد، ويُحسب باستخدام العلاقة التالية (16.4):

$$16.4 \quad \varphi_u = \dot{m} C_p (T_s - T_e)$$

T_s و T_e تمثلان على التوالي درجة حرارة المائع عند مدخل ومخرج الأنبوب الماص.

• يحسب المردود الحراري للمجمع الشمسي باستخدام العلاقة التالية (17.4)، (18.4):

$$17.4 \quad \eta_{tn} = \frac{\varphi_u}{\varphi_s}$$

$$18.4 \quad \varphi_s = A_a G_b$$

مع

φ_s هو الفيض الشمسي المستقبَل على سطح فتحة المجمع.

G_b هو الإشعاع الشمسي الساقط المقيس على مستوى فتحة المجمع.

A_a هي مساحة فتحة المجمع الشمسي.

• يحسب المقطع العرضي للمائع داخل الأنبوب الماص المزود بالزعانف باستخدام العلاقة التالية (19.4):

19.4

$$A_f = A_0 - A_{ail}$$

مع

$$A_0 = \pi \frac{D_{ri}^2}{4} \quad ; \quad A_{ail} = N(pt)$$

حيث إن:

يمثل N عدد الزعانف، p ارتفاع كل زعنفة و t سمك الزعنفة.

و t سماكة الزعنفة.

2.1.4 معامل التحسين الحراري (η)

يمثل معامل التحسين الحراري (η) مقياسًا يجمع بين تحسين أداء انتقال الحرارة (من خلال زيادة عدد

نوسلت) والزيادة في معامل الاحتكاك الناتج عن التعديلات الهندسية، مثل إضافة الزعانف، ويُستخدم هذا

المعامل لمقارنة أداء الأنبوب الماص المزود بالزعانف مع الأنبوب الأملس، وذلك في ظل نفس استهلاك

الطاقة الخاصة بالضح. يعد هذا المؤشر من المعايير الشائعة في تقييم تصاميم المبادلات الحرارية المختلفة،

وتشير القيم المرتفعة من η إلى أداء حراري أفضل.

على سبيل المثال:

تشير قيمة 1.5 لهذا المؤشر إلى أن الأداء الحراري أفضل بنسبة 50% مقارنة بالحالة المرجعية. ويستخدم

معامل التحسين الحراري كمعيار للتعبير عن مدى تحسين أداء الأنابيب الماصّة المزودة بالزعانف مقارنة

بالأنابيب الملساء، مع الأخذ في الاعتبار نفس استهلاك طاقة الضخ.

ويعبر عنه بالعلاقات التالية (20.4):

$$20.4 \quad \eta = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)}$$

يشير المؤشر "0" في عدد نوسلت ومعامل الاحتكاك إلى الأنبوب الأملس.

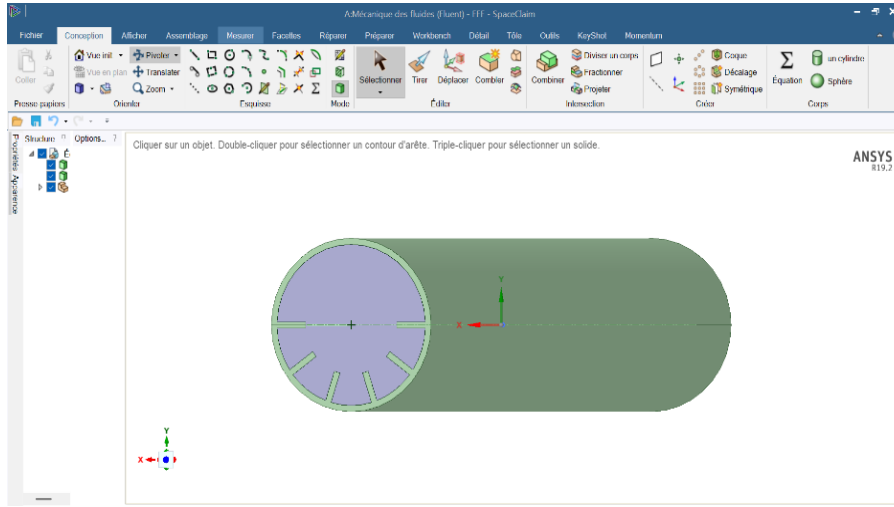
2.4 منهجية الحل العددي

تُعتبر المحاكاة العددية في ميكانيكا الموائع (CFD الحوسبة الديناميكية للموائع) اليوم من الأدوات الأساسية في التصميم، وتستخدم على نطاق واسع في الصناعة. يعتمد اختيار الطريقة العددية على نوع وتعقيد المشكلة المطلوب حلها، وعلى طبيعة المائع، والسلوك الديناميكي الحراري، ونموذج الوسط، وكذلك ما إذا كانت المشكلة ثابتة أو غير ثابتة زمنياً. يمكن اعتبار برامج المحاكاة العددية للجريان بمثابة تجارب رقمية حقيقية عندما تُجرى بعناية.

من مزايا الطرق العددية أنها تتيح الحصول فوراً على جميع المتغيرات الفيزيائية المرتبطة بالجريان (مثل مجال السرعة، مجال الضغط، الإجهادات، وغيرها) في كل نقطة من الحقل. حيث في التجارب الحقيقية غالباً ما يكون الحصول على هذه المتغيرات في كل نقطة من الحقل أمراً مستحيلاً أو صعباً للغاية. مع ذلك لا تزال المحاكاة العددية المباشرة لمعادلات نافير-ستوكس محدودة عند أعداد رينولدز متوسطة فقط. أول خطوة في تنفيذ محاكاة عددية هي تحديد شبكة حسابية مناسبة لطبيعة الجريان، يجب أن تكون الشبكة دقيقة خصوصاً في المناطق التي تتسم بتدرجات فيزيائية عالية جداً، لذلك يعد وجود معرفة مسبقة بحقل السرعة مأخوذة من تجارب على جريان مشابه مفيداً جداً عند إعداد الشبكة. يمكن تحسين دقة الشبكة بناءً على النتائج الأولية من خلال تحديد المناطق التي لا تتقارب فيها الحسابات بشكل جيد (مثل العناصر التي لا تحقق فيها شروط عدم الانضغاطية بشكل كامل).

1.2.4 إعداد النموذج الهندسي والشبكة الحسابية باستخدام SpaceClaim

في هذه الدراسة، تم استخدام برنامج ANSYS Workbench مع أداة SpaceClaim لتصميم النموذج الهندسي وتحضير الشبكة الحسابية اللازمة لمحاكاة انتقال الحرارة وتدفق المائع داخل الأنبوب الماص، يعد SpaceClaim بيئة تصميم حديثة ومرنة تتيح إنشاء وتعديل الأشكال الهندسية بسرعة وسهولة مقارنة بالأدوات التقليدية مثل Gambit التي كانت تستخدم سابقاً لإعداد الشبكات الهندسية الشكل (2.4).

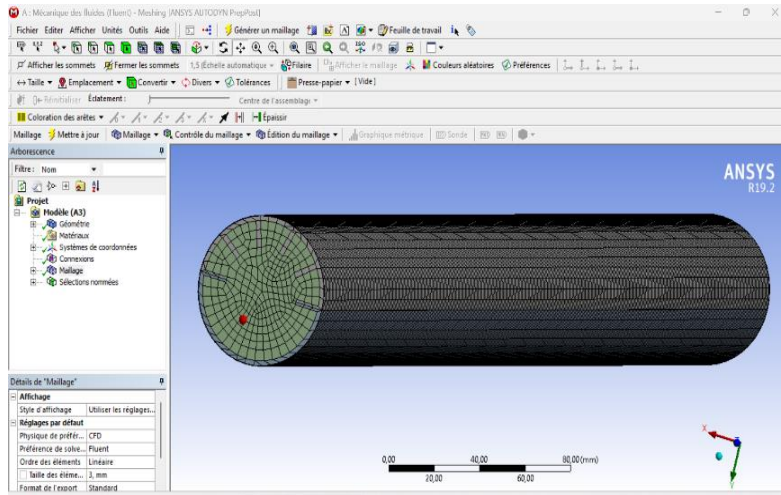


الشكل 2.4: الأنبوب الماص في SpaceClaim

توفر Workbench بيئة متكاملة تربط بين التصميم الهندسي، إعداد الشبكة، وضبط معايير المحاكاة العددية بطريقة سلسلة ومنظمة، مما يسهل عملية التحليل ويزيد من دقة وفعالية المحاكاة. استخدام SpaceClaim يسمح بالتعامل مع المجسمات المعقدة وتعديلها بطريقة تفاعلية، مما يساهم في تحسين جودة الشبكة وتقليل زمن التحضير قبل إجراء المحاكاة.

2.2.4 إعداد الشبكة باستخدام أداة Meshing في ANSYS Workbench

تم إنشاء الشبكة الحسابية للنموذج الهندسي باستخدام أداة Meshing في بيئة ANSYS Workbench مع الاعتماد على تقنية (Sweeping) Balayage لتوليد شبكة هيكلية ثلاثية الأبعاد مرتبة داخل أنبوب الامتصاص. هذه التقنية تتيح إنتاج خلايا شبكية عالية الجودة تضمن دقة أكبر في التمثيل الهندسي، خصوصاً حول الزعانف الموجودة في الجزء السفلي للأنبوب الشكل (3.4).

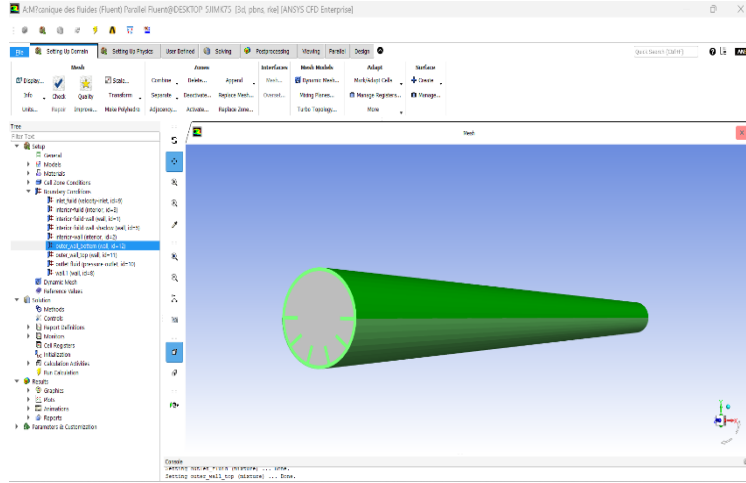


الشكل 3.4: تمثيل الشبكة

بالإضافة إلى ذلك، تم استخدام طبقات التضخيم (Inflation layers) على طول جدران الأنبوب وعلى سطح الزعانف لتكوين شبكة متدرجة الكثافة ضمن الطبقة الحدية، مما يساهم في التقاط تدرجات السرعة ودرجة الحرارة الدقيقة بالقرب من الجدران، هذا الإجراء يعزز دقة المحاكاة في المناطق التي تتميز بحدود حرارية وهيدروديناميكية حادة. تم تحسين تكرار الشبكة في المناطق الحرجة خاصة عند واجهات المائع-صلب لضمان تمثيل جيد للظواهر الفيزيائية ودقة في نتائج النقل الحراري والتدفق.

3.2.4 المحاكاة باستخدام FLUENT في ANSYS Workbench

في هذا العمل، تم تنفيذ المحاكاة العددية باستخدام برنامج FLUENT ضمن بيئة ANSYS Workbench، التي توفر تكاملاً سلساً بين تصميم النموذج الهندسي، إعداد الشبكة، وتنفيذ المحاكاة. يتيح Workbench الربط المباشر مع FLUENT، مما يسهل إدارة مراحل التحليل المختلفة بشكل متسلسل ومنظم. تم حل المعادلات الحاكمة للجريان وانتقال الحرارة باستخدام خوارزمية SIMPLE لربط الضغط بالسرعة، مع استخدام مخططات دقيقة لتقييم المعادلات الديناميكية والحرارية. كما تم اختيار نموذج الاضطراب $k-\epsilon$ من النوع Realizable لضمان تمثيل دقيق لسلوك التدفق المضطرب داخل الأنبوب. يعتبر هذا التكامل بين Workbench و FLUENT أداة قوية لتحقيق محاكاة دقيقة وموثوقة للظواهر الحرارية والهيدروديناميكية في الأنظمة الصناعية الشكل (4.4).



الشكل 4.4: محاكاة الأنبوب الماص باستخدام FLUENT

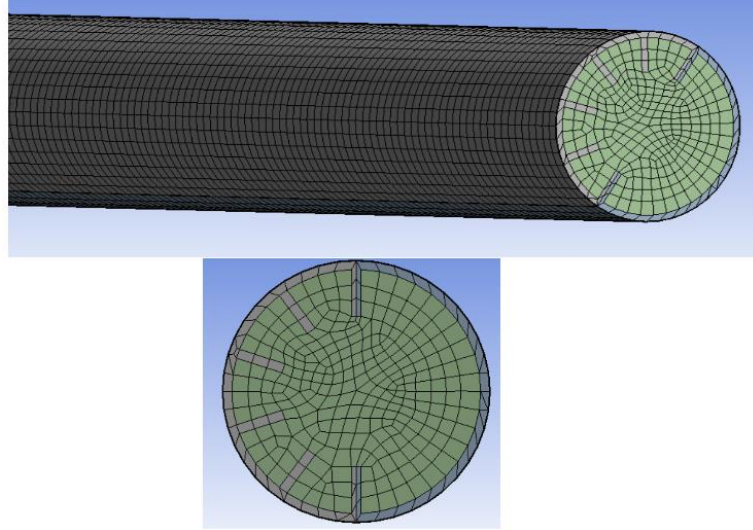
4.2.4 دراسة إستقلالية الشبكة meshing

تم إجراء دراسة لاستقلالية الشبكة بهدف التأكد من أن الحل المحصل عليه بعد الحساب لا يتأثر بحجم أو جودة الشبكة الحسابية، لتحقيق ذلك قمنا بحساب عدة معايير لعدة شبكات مختلفة عند تدفق حتمي للمائع يساوي 3 لتر/ثانية ودرجة حرارة دخول تبلغ 300 كلفن. المعايير التي تم حسابها تشمل فرق الضغط (ΔP)، درجة حرارة خروج الأنبوب الماص (T_{sortie})، درجة الحرارة المتوسطة لجدار الأنبوب الداخلي (T_r)، معامل الاحتكاك (f) وعدد نوسلت (Nu). تفاصيل الشبكات المختلفة التي تم دراستها موضحة في الجدول (3.4).

الجدول 3.4 : الشبكات المستخدمة في دراسة استقلالية الشبكة.

الحالة 4	الحالة 3	الحالة 2	الحالة 1	عدد العناصر
274516	328000	502000	1314452	
118.899	118.92	119.17	119.537	ΔP (pa)
323.12	323.24	323.63	324.255	T_{sortie} (K)
309.725	309.8	309.84	310.467	T_r (K)
0.03781	0.03789	0.0379	0.0381	f
286.4	288.72	290.31	364.98	Nu

وفقاً للجدول (3.4) يمكن ملاحظة أن قيم معظم المعايير المختلفة التي تم دراستها تستقر وتصبح ثابتة ابتداءً من الحالة الثالثة، لذلك تم اختيار هذه الشبكة الحاسوبية لإجراء باقي الدراسة. تحتوي هذه الشبكة على حوالي 328000 عنصراً كما هو موضح في الشكل (5.4).



الشكل 5.4: تمثيل الشبكة المستخدمة في هذه الدراسة.

5.2.4 التحقق من صحة النموذج

من أجل التحقق من صحة منهجية الحساب المتبعة، تمت مقارنة بعض نتائج المحاكاة العددية التي تم الحصول عليها باستخدام برنامج FLUENT مع نتائج تم الحصول عليها بواسطة علاقات نظرية. المعاملات التي تم استخدامها في هذه المقارنة هي معامل الاحتكاك وعدد نوسلت.

فيما يخص معامل الاحتكاك، فقد تم اعتماد علاقات كلٍ من **Blasius** و **Petukhov** [108]:

• علاقة (21.4) **Petukhov**:

$$4.21 \quad f_{th} = (0,79 \ln Re - 1,64)^2$$

هذه العلاقة صالحة ضمن المجال التالي:

$$2000 \geq Pr \geq 0.5 \text{ و } 10^6 \times 5 > Re > 10^4$$

• علاقة (22.4) **Blasius** :

$$4.22 \quad f_{th} = 0,16Re^{-0,25}$$

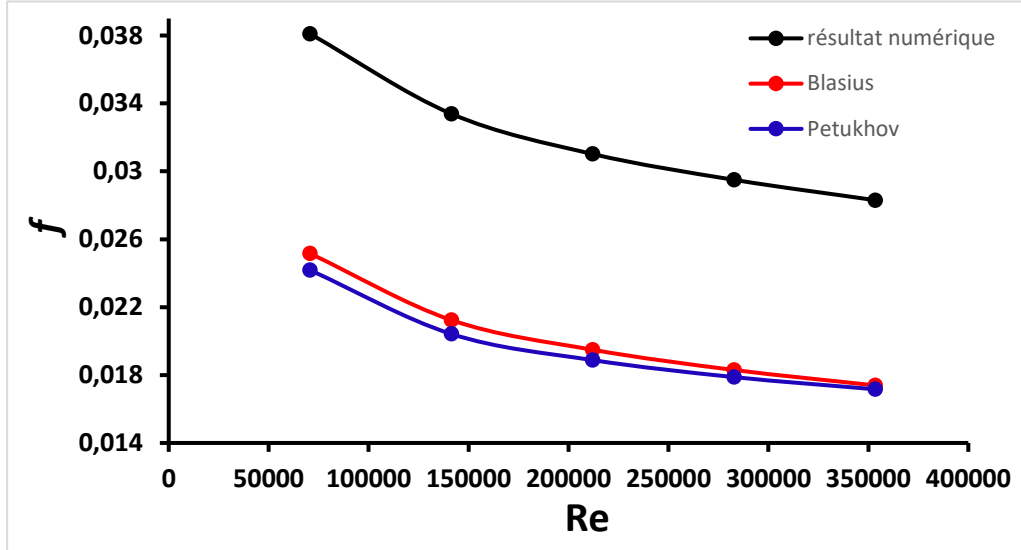
هذه العلاقة صالحة عندما يكون عدد رينولدز $Re \geq 2 \times 10^4$.

تم حساب القيم العددية لمعامل الاحتكاك باستخدام العلاقة التالية (23.4):

4.23

$$f = \frac{2 \Delta P D_i}{\rho L u^2}$$

نتائج المقارنة موضحة في الشكل (6.4):



الشكل 6.4 : مقارنة بين القيم النظرية والعددية لمعامل الاحتكاك.

من خلال البيان نلاحظ توافقاً جيداً بين قيم معامل الاحتكاك المستخلصة من العلاقات النظرية وتلك الناتجة عن طريقتنا العددية، مع خطأ أقصى بلغ 3.87%.

فيما يخص عدد نوسلت، تم اعتماد علاقتي Gnielinski [108] وNotter- Rouse:

• علاقة Gnielinski (24.4):

4.24

$$Nu_{th} = \frac{(Re-1000)Pr(f_{th}/8)}{1+12,7(Pr^{2/3}-1)(f_{th}/8)^{0,5}}$$

• علاقة Notter- Rouse (25.4):

4.25

$$Nu_{th} = 5 + 0,015 Re^{0,856} Pr^{0,347}$$

هاتان العلاقتان صالحتان عندما يكون عدد رينولدز $Re \geq 2300$.

تم حساب القيم العددية لعدد نوسلت باستخدام العلاقات التالية (26.4):

$$4.26 \quad \bar{Nu} = \frac{\bar{h}D_{ri}}{\lambda}$$

مع:

$$4.27 \quad \bar{h} = \frac{\phi_p}{T_r - T_{mf}}$$

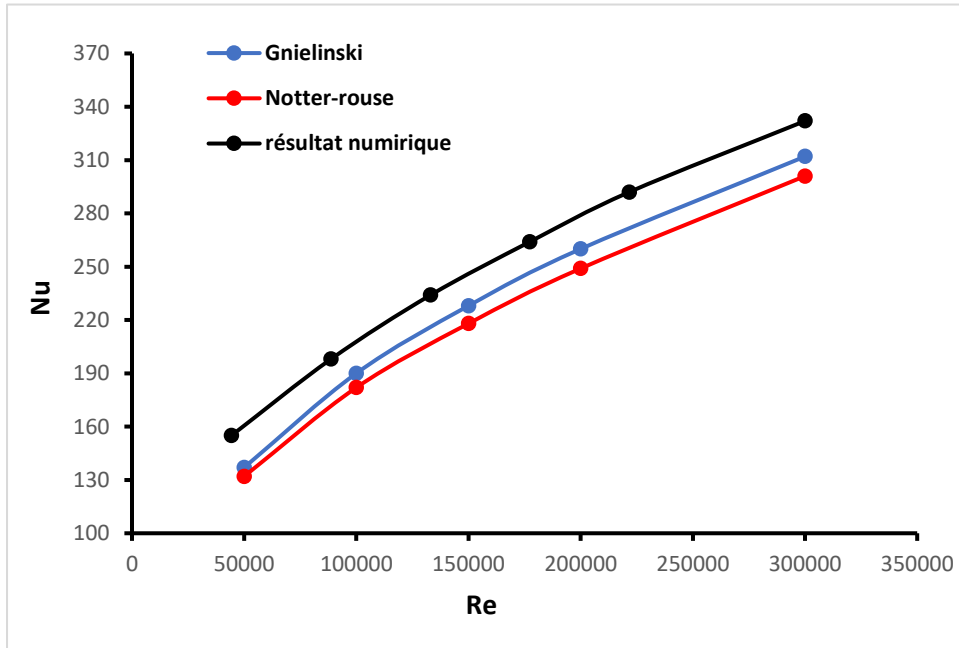
حيث:

ϕ_p هي كثافة تدفق الحرارة المطبقة على الجدار الداخلي للأنبوب الماص.

T_r هي درجة الحرارة المتوسطة للسطح الداخلي للأنبوب الماص.

T_{mf} هي درجة الحرارة المتوسطة للمائع الناقل للحرارة بين مدخل ومخرج الأنبوب الماص.

نتائج المقارنة موضحة في المقارنة مبينة في الشكل (7.4):



الشكل 7.4 : مقارنة بين القيم النظرية والعددية لعدد نسلت.

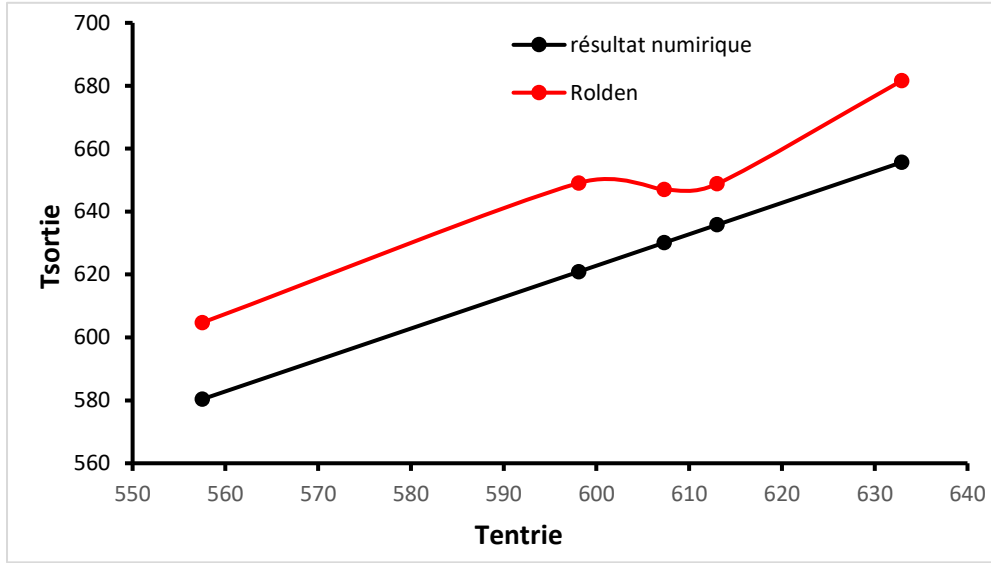
نلاحظ توافقاً جيداً بين القيم النظرية لعدد نوسلت المستخرجة من العلاقات المرجعية وتلك التي تم الحصول

عليها بواسطة منهجيتنا العددية، مع نسبة خطأ قصوى بلغت 8.52%.

من أجل تعزيز موثوقية عملية التحقق، قمنا بمقارنة نتائج دراستنا مع النتائج التي حصل عليها

رولدن تحت نفس الشروط ونفس الهندسة. وتتعلق المقارنة بدرجة الحرارة عند مخرج الأنبوب الماص

الشكل (8.4)، ومن خلال هذه المقارنة نلاحظ أيضًا تطابقًا كبيرًا بين النتائج العددية ونتائج Rolden مما يعزز صحة النموذج العددي المستخدم كما هو موضح في الشكل (8.4).



الشكل 8.4: مقارنة بين القيم النظرية والتجريبية لدرجة حرارة الخروج.

بناءً على هذه الدراسة للتحقق من صحة النموذج، يمكننا الاستنتاج بأن الطريقة الرقمية التي اتبعناها أعطت نتائج جيدة ومتوافقة مع العلاقات التجريبية الموجودة في الأدبيات وكذلك مع البيانات التجريبية. وبفضل ذلك، يمكننا متابعة الحسابات بثقة واستكشاف مناطق يصعب الوصول إليها باستخدام أدوات القياس التقليدية. وهذا سيمكننا من دراسة تقنيات تحسين انتقال الحرارة في أنابيب الامتصاص، وبالتالي تحسين أداء المجمعات الشمسية الأسطوانية المكافئة.

الخاتمة

في هذا الفصل قدمنا عرضًا موجزًا للنموذج الرياضي للمشكلة التي نعمل عليها وكذلك الطريقة الرقمية التي استخدمناها لحلها من خلال برنامج ANSYS Workbench باستخدام Fluent. كما أظهرت دراسة استقلالية الشبكة اختيارنا للشبكة المثلى من حيث الحجم والجودة، بالإضافة إلى ذلك ساعدتنا دراسة التحقق من صحة النتائج في التأكد من دقة حساباتنا الرقمية مقارنة بنتائج أخرى معروفة.

الفصل الخامس: النتائج والمناقشات

المقدمة

الهدف الرئيسي من هذا العمل هو دراسة تحسين انتقال الحرارة داخل الأنبوب الماص في المجمع الشمسي الأسطوانى المكافئ، لذلك تم اقتراح واختبار عدة تقنيات لتحقيق هذا الهدف نذكر منها على سبيل المثال التقنيات السلبية ، وقد قمنا بعرض دراسة مرجعية مفصلة نسبياً لهذه التقنيات المختلفة.

في هذه الدراسة تم اقتراح إضافة زعانف طولية مثبتة في الجزء السفلى من الأنبوب الماص، وتحديدًا في المنطقة التي يتركز فيها الإشعاع الشمسي، ومن المعروف أن انتقال الحرارة يكون أكبر في هذا الجزء من الأنبوب، لذا فإن تحسين توزيع الحرارة فيه يساهم بشكل كبير في رفع الكفاءة الحرارية للمجمع الشمسي.

انطلاقاً من ذلك تم إجراء دراسة عددية لانتقال الحرارة داخل الأنبوب الماص سواء في حالته بدون زعانف أو عند تزويده بزعانف طولية، وتم تحليل تأثير أبعاد الزعانف وترتيبها وعددها على تحسين انتقال الحرارة وذلك من خلال المقارنة بالحالة المرجعية (بدون زعانف).

وقبل تقديم النتائج تم إجراء دراسة استقلالية الشبكة (meshing) لتحديد الشبكة الأنسب، بعد ذلك تم التحقق من صحة النتائج العددية من خلال مقارنة قيم معامل الاحتكاك وعدد نوسلت المحسوبة باستخدام النموذج العددي مع نتائج دراسات سابقة.

1.5 تأثير وجود الزعانف

في البداية، قمنا بمقارنة أداء أنبوب ماص لا يحتوي على زعانف (أملس) مع نظيره المزود بزعانف طولية

مثبتة على طول الجزء السفلى منه، يبلغ طول الأنبوب $L = 1.5 \text{ m}$ وقطره الداخلي $D_i = 52 \text{ mm}$

بينما يبلغ القطر الخارجي $D_e = 56 \text{ mm}$. أما الزعانف الطولية فهي ذات ارتفاع p يتراوح بين 5

و 15 mm ، وسماكة t تتراوح بين 2 و 6 mm .

يتم توضيح الشكل الهندسي للأنبوب مع الزعانف إضافة إلى شبكة العناصر المعتمدة في الشكل (1.5)، أما الشروط الحدية المعتمدة للنتائج المعروضة أدناه فتتعلق بتدفق مائع *therminol vp-1* داخل الأنبوب الماص، حيث تم اعتماد درجة حرارة عند المدخل تبلغ 300 K ، وضغط قدره 1 bar .

تسمح هذه المعطيات بدراسة تأثير الزعانف على انتقال الحرارة وتحسين الأداء الحراري للأنبوب من خلال مقارنة النتائج في حالتنا مع عدم وجود الزعانف.

تم اعتماد إشعاع شمسي بقيمة 1000 W/m^2 كفيض ساقط وبناءً على ذلك فإن الجزء العلوي من الأنبوب الماص يستقبل:

$$\varphi_{p_sup} = \varphi_{solaire} \times \tau_{verre} \times \alpha_{abseurbeur} = 1000 \times 0.95 \times 0.9 = 855\text{ W/m}^2$$

حيث إن τ_{verre} هو معامل نفاذية الغطاء الزجاجي و $\alpha_{abseurbeur}$ هو معامل امتصاص الأنبوب الماص وتبلغ قيمتهما على التوالي 0.95 و 0.90 .

أما الجزء السفلي من الأنبوب الماص فيستقبل كثافة فيض حراري مركّز تقدر بـ: $C_R = 160$

$$\begin{aligned} \varphi_{p_inf} &= \varphi_{solaire} \times \tau_{verre} \times \alpha_{abseurbeur} \times C_R \\ &= 1000 \times 0.95 \times 0.9 \times 160 = 136800\text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

التدفق الحجمي لمائع نقل الحرارة عند مدخل الأنبوب الماص يبلغ 1.063 l/s وهو ما يقابل نظام جريان اضطرابي (turbulent) يتميز بعدد رينولدز مقداره $Re = 5.87 \times 10^4$.

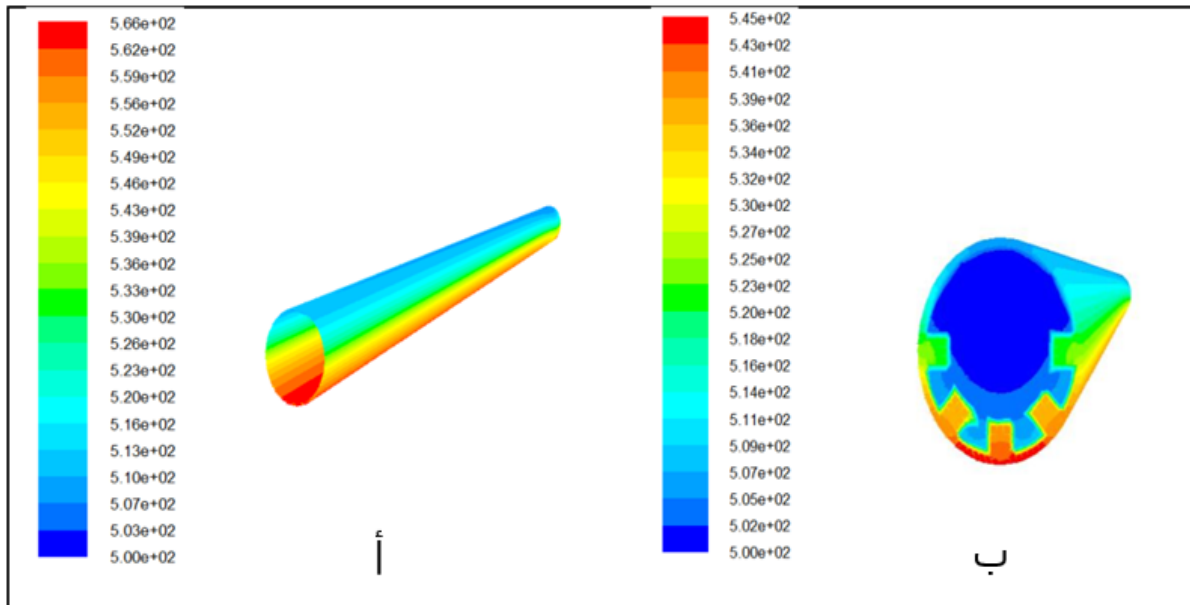
تُعرض قيم خصائص المائع الحراري *theminol vp-1* عند درجة حرارة 300 K في الجدول (1.5) وتشمل الخواص الأساسية اللازمة للتحليل العددي الحراري والهيدروديناميكي.

الجدول 1.5 : يمثل خصائص المائع *theminol vp - 01*

خصائص المائع	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kg. K)	λ (W/m. k)	μ (mPa. s)
T=300K	1060	1820	0.105	2.8

في هذه الدراسة تم عرض النتائج على شكل توزيع الحقول الديناميكية والحرارية إلى جانب حساب عدد نوسلت ومعامل الاحتكاك والكفاءة الحرارية ومؤشر تحسين الأداء الحراري. يبين الشكل (1.5) توزيع درجة الحرارة داخل الأنبوب الماص لكل من الحالات التي تحتوي على زعانف طولية وتلك التي تخلو منها تحت نفس شروط التشغيل.

لوحظ أن التبريد على الجدار السفلي للأنبوب الامتصاص يتحسن بشكل واضح عند إضافة الزعانف، حيث تنخفض درجة الحرارة القصوى من حوالي $795.9 K$ في حالة الأنبوب الأملس الشكل (الشكل (أ.1.5)) و إلى $723.6 K$ في حالة الأنبوب المزود بالزعانف الشكل (ب.1.5) مما يدل على انخفاض في درجة الحرارة بمقدار 72.3 كلفن تقريباً هذا يعكس تأثيراً إيجابياً لوجود الزعانف في تحسين انتقال الحرارة بين الجدار والمائع الناقل للحرارة، تقوم الزعانف بتشويش طبقة الحد الحراري مما يؤدي إلى تحسين عملية التبادل الحراري بشكل ملحوظ.



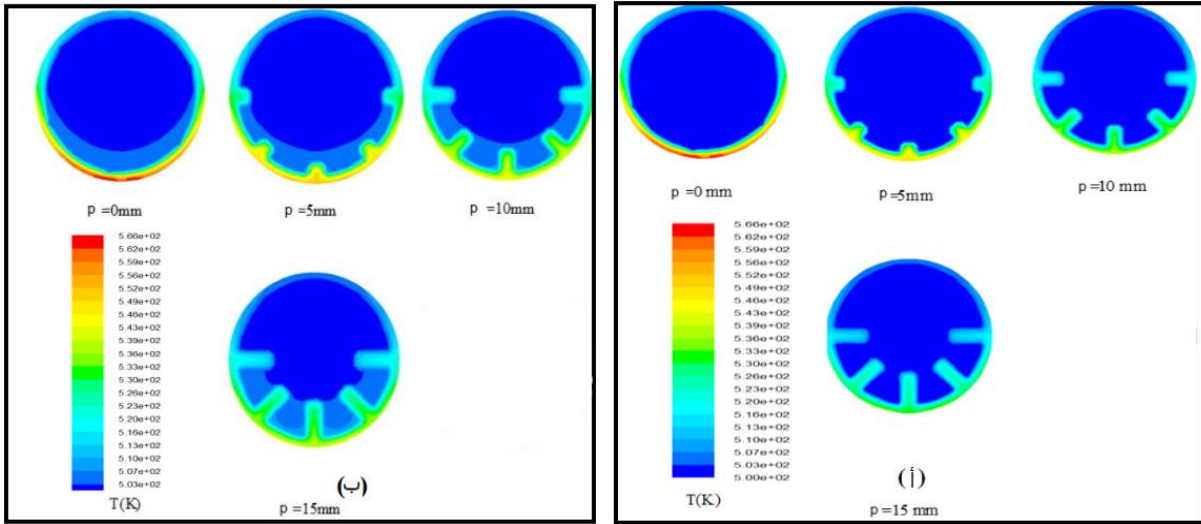
الشكل (1.5): خطوط تساوي درجة الحرارة بوحدة [K] (أ) أنبوب ماص أملس، (ب) أنبوب ماص بزعانف.

2.5 دراسة المعيارية (البارامترية)

في القسم السابق توصلنا إلى أن وجود الزعانف في الجزء السفلي من الأنبوب الماص يحسن انتقال الحرارة بين المائع الناقل للحرارة والجدار، فيما يلي سنقوم بإجراء دراسة معيارية بهدف تحديد المعايير الجيدة للزعانف وهي: عددها وأبعادها (الارتفاع والسمك).

1.2.5 تأثير إرتفاع الزعانف P

لدراسة تأثير ارتفاع الزعانف p، قمنا بتثبيت قيمة السمك t وعدد الزعانف N مع تغيير هذا الارتفاع من 0 إلى 15 mm (وحالة 0 مم هي حالة أنبوب أملس). يمثل الشكل (2.5) توزيع درجات الحرارة في مقطع عرضي عند مدخل ومخرج أنبوب الامتصاص لعدد رينولدز يساوي 58700 مع وجود 5 زعانف سمكها 2 mm



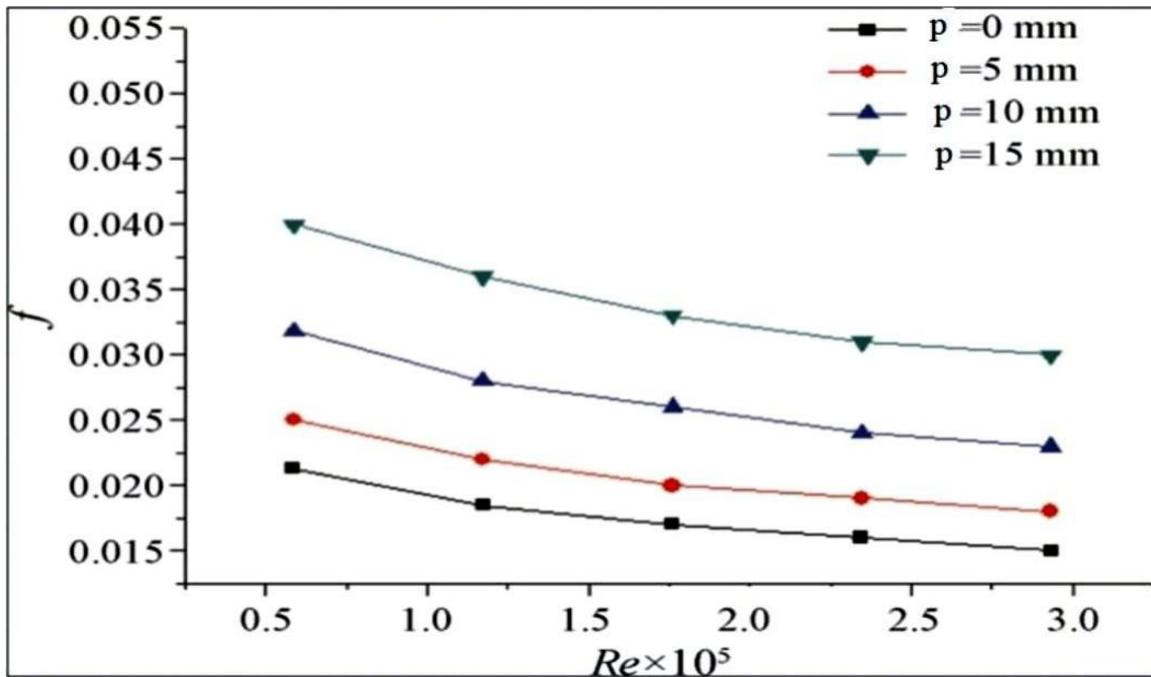
الشكل (2.5): مجال درجات الحرارة في مقطع عرضي للأنبوب الماص عند (أ) عند المدخل، (ب) عند المخرج. $Re = 5.87 \times 10^4$ ، $N = 5$ ، $t = 4$

يمكن ملاحظة من الشكل (2.5) أنه مع تطور ارتفاع الزعانف بدءاً من $p = 0$ مم (الذي يمثل حالة الأنبوب الأملس)، تنخفض درجة حرارة جدار الأنبوب في الجزء السفلي تدريجياً بناءً على هذا الارتفاع، تؤدي زيادة ارتفاع الزعانف إلى انخفاض قيمة درجة الحرارة القصوى لجدار الأنبوب الماص من $795.9 K$ إلى $723.6 K$. يتم الحصول على الحد الأقصى لانخفاض درجة الحرارة عند القيمة القصوى لارتفاع

الزعانف ($p = 15 \text{ mm}$) مع نسبة انخفاض تبلغ % 4.7 مقارنةً بحالة الأنبوب الأملس، من ناحية أخرى يمكن ملاحظة بوضوح أن تبادل الحرارة بين السائل الناقل للحرارة والسطح الداخلي للأنبوب أفضل عند مخرج الماص.

1.1.2.5 تفسير تأثير معامل الاحتكاك

يتم تمثيل معامل الاحتكاك في الأنبوب الماص بناءً على عدد رينولدز لارتفاعات الزعانف المختلفة في الشكل (3.5)، يمكن ملاحظة أن الشكل العام لمعامل الاحتكاك يتوافق مع ما هو موجود في الدراسات السابقة (انخفاض تدريجي لمعامل الاحتكاك مع زيادة عدد رينولدز)، كما نلاحظ أن عند زيادة ارتفاع الزعانف يزيد تدريجياً معامل الاحتكاك،. السبب في ذلك هو أن الزعانف تعيق جزئياً مجرى الجريان، وتقلل من المساحة الفعالة للجريان، مما يرفع من مقاومة المائع أثناء التدفق. كما تخلق الزعانف اضطرابات ودوامات إضافية وبالتالي تزداد خسائر الضغط بين مدخل ومخرج الأنبوب الماص. هذه العوامل تفسر الزيادة الملحوظة في f مقارنة بالحالة الملساء.

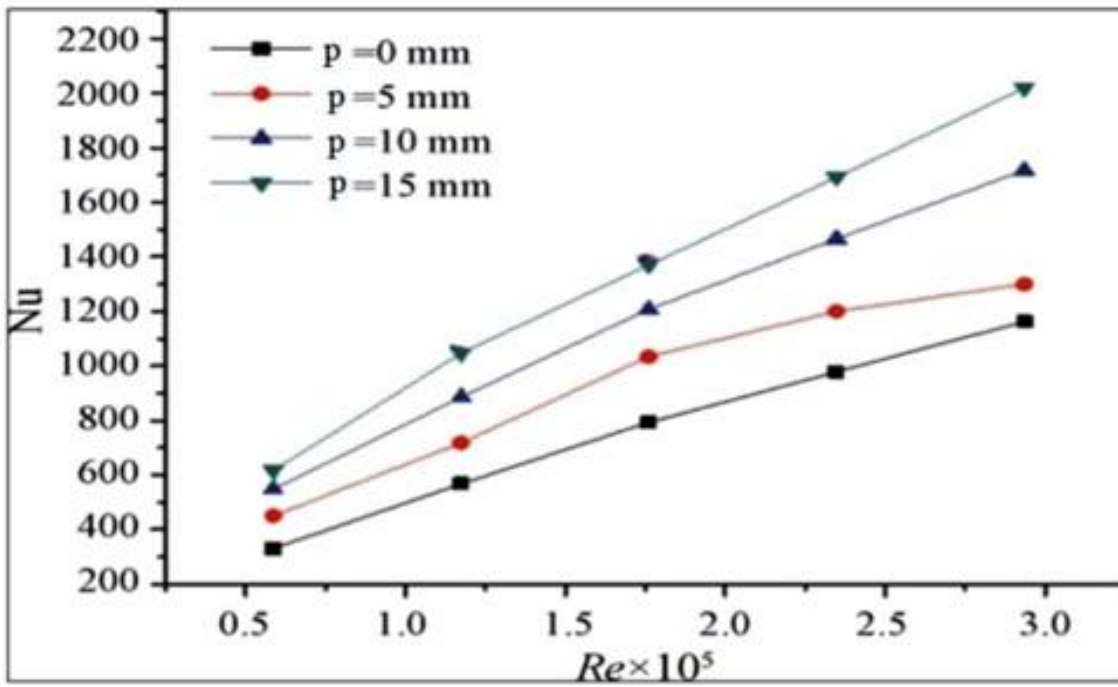


الشكل (3.5): معامل الاحتكاك داخل الأنبوب الماص بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $t = 4 \text{ mm}$

2.1.2.5 تفسير تأثير عدد نسلت

تمثل التغيرات في عدد نوسلت في الأنبوب الماص بناءً على عدد رينولدز لارتفاعات الزعانف المختلفة في الشكل (4.5) نلاحظ أن زيادة ارتفاع الزعانف تسبب زيادة تدريجية في عدد نوسلت حيث يتم الحصول على الحد الأقصى للزيادة عند القيمة $p = 15$ مم مع زيادة تصل إلى 2.5 مرة (من $Nu = 300$ إلى $Nu = 750$) مقارنةً بحالة أنبوب أملس.

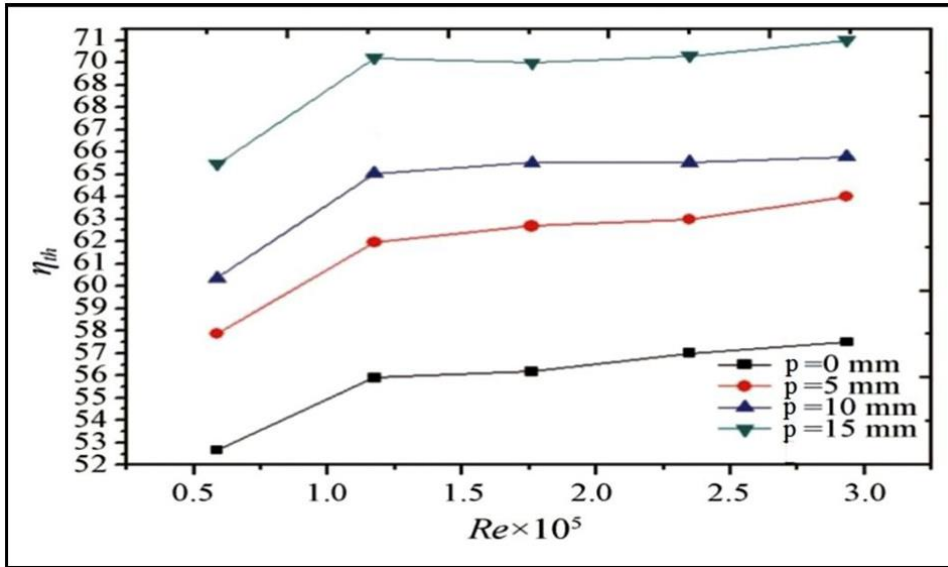
تفسير ذلك فيزيائياً يعود إلى أن الزعانف تزيد من مساحة التبادل الحراري بين المائع والجدار، وتخلق اضطرابات موضعية في الجريان مما يؤدي إلى تقليل سماكة الطبقة الحدية الحرارية. هذا يعزز آلية الحمل القسري داخل الأنبوب، ويؤدي إلى رفع كفاءة نقل الحرارة ما ينعكس في زيادة واضحة في Nu مقارنة بالحالة بدون زعانف.



الشكل (4.5): عدد نسلت داخل الأنبوب الماص بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ $t = 4$ mm

3.1.2.5 تفسير تأثير الكفاءة الحرارية

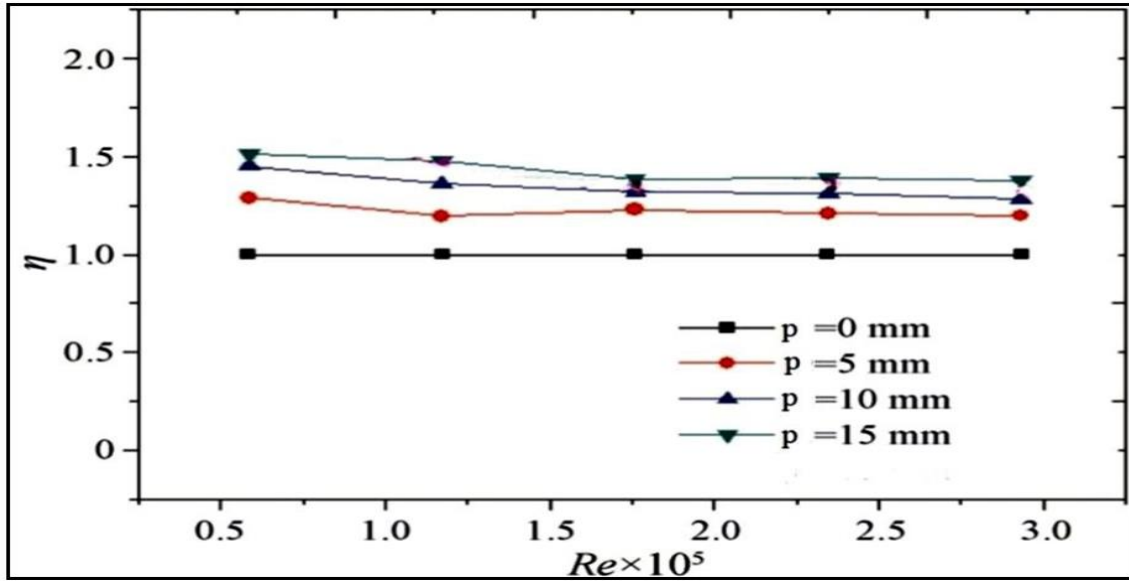
يظهر الشكل (5.5): التغير في الكفاءة الحرارية للمركز الشمسي الأسطواني المكافئ بدلالة عدد رينولدز لمختلفة ارتفاع الزعانف، يُلاحظ أن الكفاءة الحرارية تزداد مع زيادة عدد رينولدز وأن إضافة الزعانف تؤدي إلى زيادة في الكفاءة الحرارية. تعتمد هذه الزيادة على ارتفاع الزعانف حيث تصل القيمة القصوى إلى حوالي 24.76 % ، والتي تم الحصول عليها عند ارتفاع $P = 15$ مم.



الشكل (5.5): الكفاءة الحرارية للمجمع الشمسي الأسطواني المكافئ بدلالة عدد رينولدز $t = 4$ $N = 5$

4.1.2.5 تفسير تأثير التحسين الحراري

يظهر الشكل (6.5) التغير في مؤشر تحسين الأداء الحراري بدلالة عدد رينولدز لمختلفة ارتفاع الزعانف، يُلاحظ أن زيادة ارتفاع الزعانف تؤدي تدريجيًا إلى زيادة في مؤشر تحسين الأداء الحراري (هذا المؤشر يساوي 1 في حالة الأنبوب الأملس)، تصل الزيادة القصوى في مؤشر تحسين الأداء الحراري إلى حوالي 1.39. كما يتبين أن التحسين الأمثل لنقل الحرارة يتحقق عند الزعانف ذات الارتفاع $p = 15$ mm ، وذلك عند القيم العالية لعدد رينولدز.

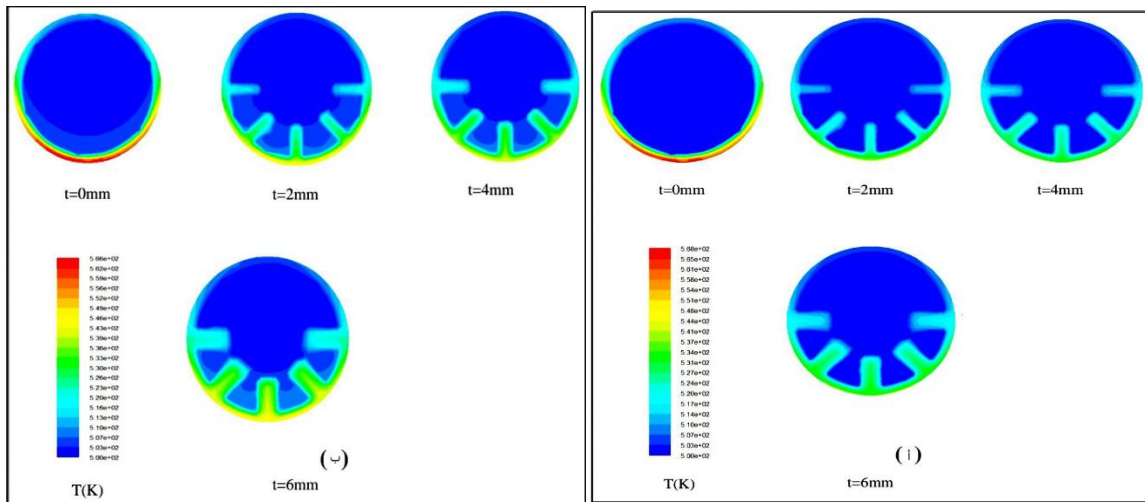


الشكل (6.5): معامل التحسين الحراري بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $t = 4 \text{ mm}$.

استناداً إلى هذه الدراسة يمكننا أن نستنتج أن الارتفاع الأمثل للزعانف الذي يتيح تحسيناً أفضل لنقل الحرارة بين السائل الناقل للحرارة والسطح الصلب للأنبوب الماص هو $p = 15 \text{ mm}$.

2.2.5 تأثير سمك الزعانف t

نستخدم نفس الخطوات المتبعة تأثير سمك الزعانف t والذي سيتراوح من 0 إلى 6 مم مع الارتفاع الأمثل الذي تم العثور عليه سابقاً $p = 15 \text{ mm}$ وعدد ثابت من الزعانف $N = 5$.

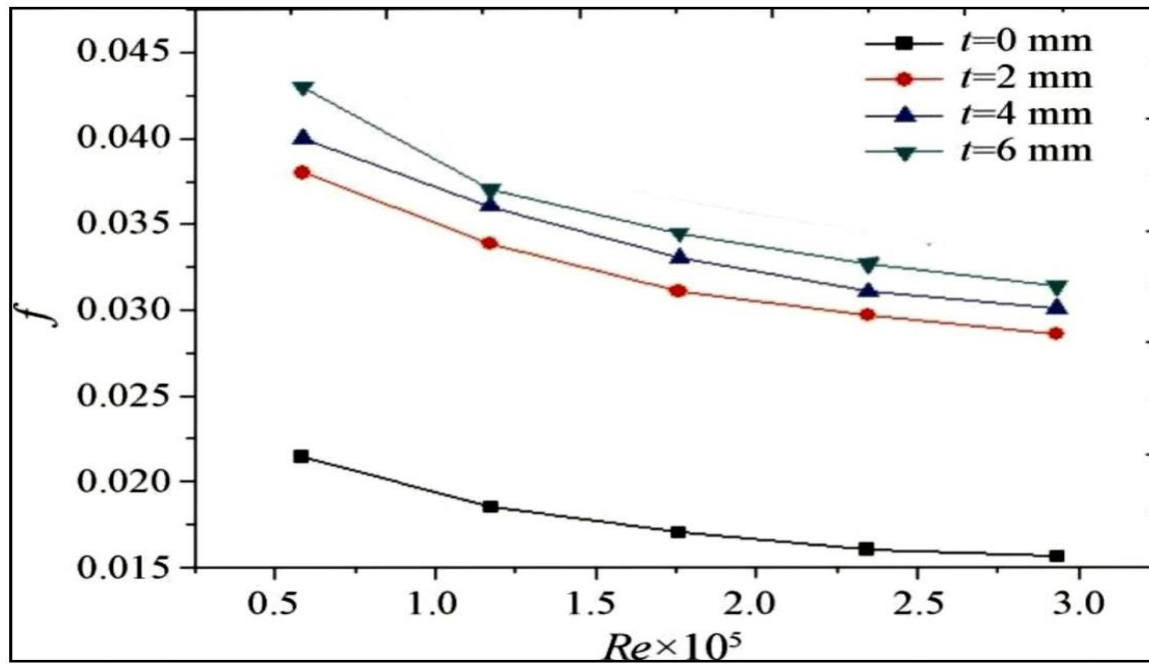


الأشكال (7.5) مجال درجات الحرارة في مقطع عرضي للأنبوب الماص عند $Re = 5.87 \times 10^4$ ، $N = 5$ ، $p = 15$ ، (أ) عند المدخل، (ب) عند المخرج.

يمكن ملاحظة أنه مع زيادة سمك الزعانف تنخفض درجة حرارة جدار الأنبوب في الجزء السفلي تدريجيًا مقارنة بحالة الأنبوب الأملس $t = 0$ ، وأن تأثير السمك يكون أكثر وضوحًا نحو مخرج الأنبوب الماص.

1.2.2.5 تفسير تأثير معامل الاحتكاك وعدد نسلت

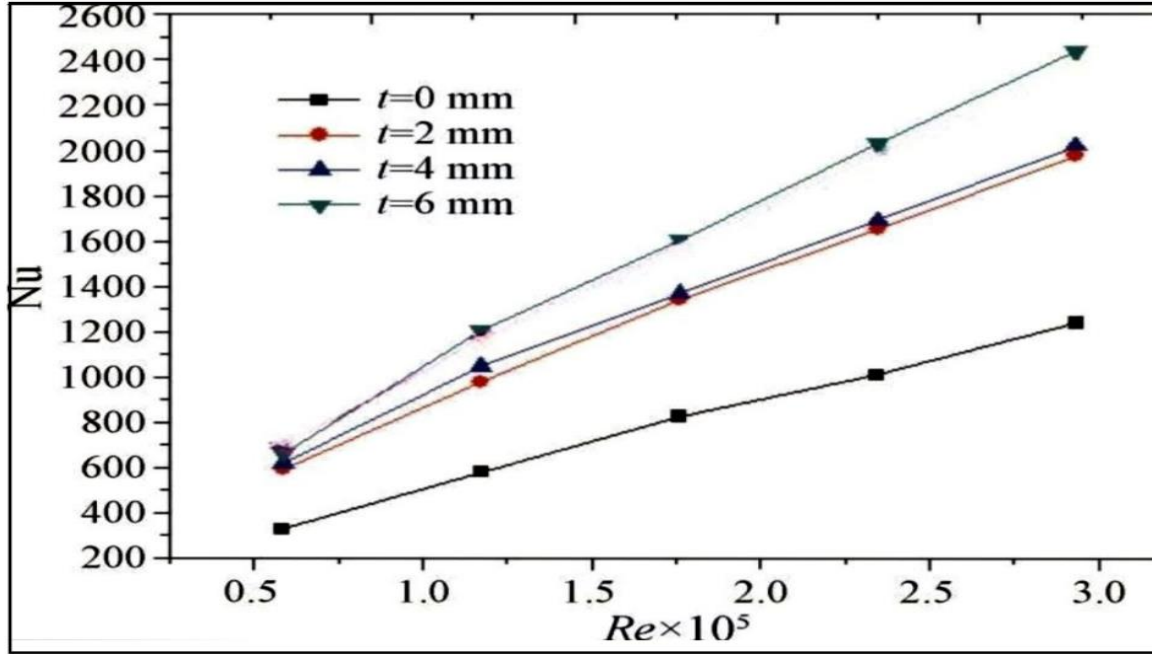
بالنسبة لتغير معامل الاحتكاك الشكل (8.5) وعدد نوسلت الشكل (9.5) بدلالة عدد رينولدز لمختلف سمك الزعانف المدروسة، يمكننا أن نلاحظ بوضوح الزيادات التدريجية في كلا المؤشرين مع زيادة سمك الزعانف. في الواقع تؤدي زيادة سمك الزعانف إلى زيادة مساحة الاتصال بين الجدار الصلب للأنبوب الماص والسائل الناقل للحرارة مما يحسن من تبادل الحرارة، وبالتالي يؤدي إلى زيادة عدد نوسلت، ومع ذلك فإن زيادة هذا السمك تؤدي أيضًا إلى زيادة الاحتكاك بين السائل والجدار مما ينتج عنه زيادة في معامل الاحتكاك، هذا التوازن بين تحسين تبادل الحرارة وزيادة الاحتكاك يعكس التعقيد في تصميم الزعانف لتحقيق الأداء الأمثل في أنظمة نقل الحرارة.



الشكل (8.5): معامل الاحتكاك داخل أنبوب الامتصاص بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $p = 15$.

تتطابق أرقام نوسلت المتعلقة بالسمك $t = 6$ mm تقريبًا لكن معامل الاحتكاك المرتبط بالسمك $t = 6$ mm هو الأمثل، من الواضح أن $t = 6$ mm هي القيمة المثلى لسمك الزعانف.

علاوة على ذلك فإن مؤشر تحسين الأداء الحراري المرتبط بالسلك $t = 6 \text{ mm}$ أعلى من سابقتها خاصة عند أعداد رينولدز العالية.



الشكل (9.5): عدد نسلت في الأنبوب الماص بدلالة عدد رينولدز $N = 5, p = 15$.

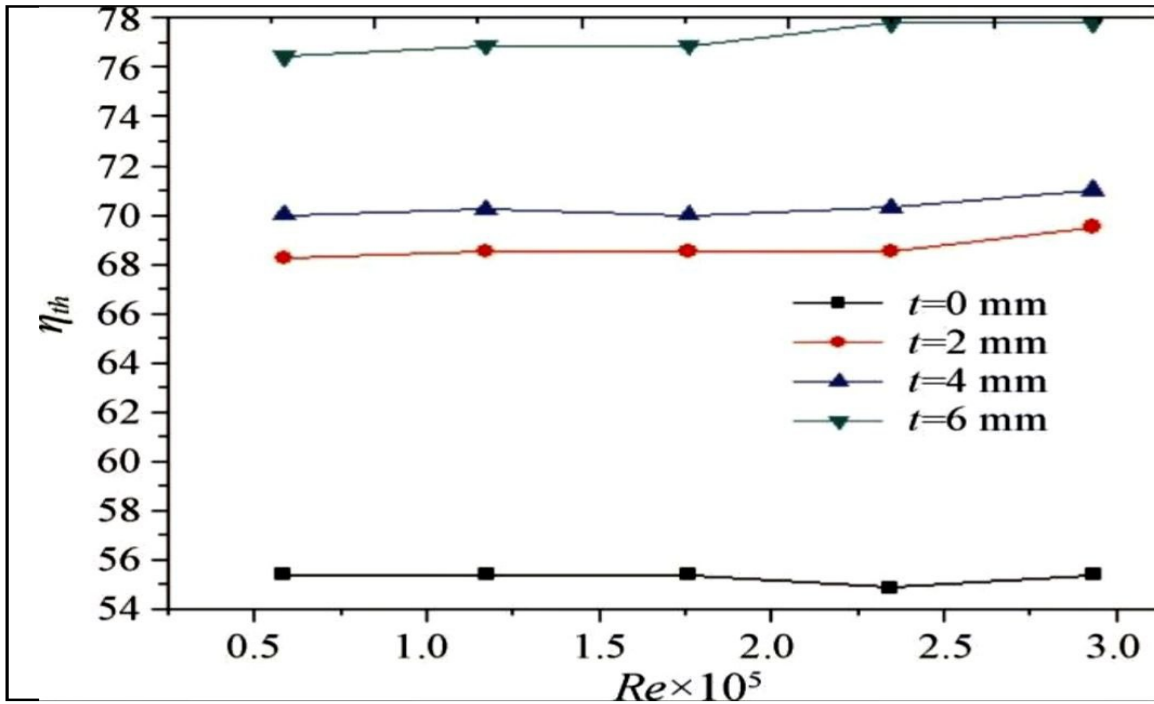
2.2.2.5 تفسير تأثير مؤشر التحسين الحراري والكفاءة الحرارية

يتم تأكيد ذلك من خلال منحنى الكفاءة الحرارية الموضح في الشكل (10.5) ومنحنى مؤشر تحسين الأداء الحراري الموضح في الشكل (11.5) حيث يتم تحقيق أقصى كفاءة حرارية عند السمك $t = 6 \text{ mm}$ بغض النظر عن عدد رينولدز حيث تبلغ 34.54% عند $Re = 5.87 \times 10^4$.

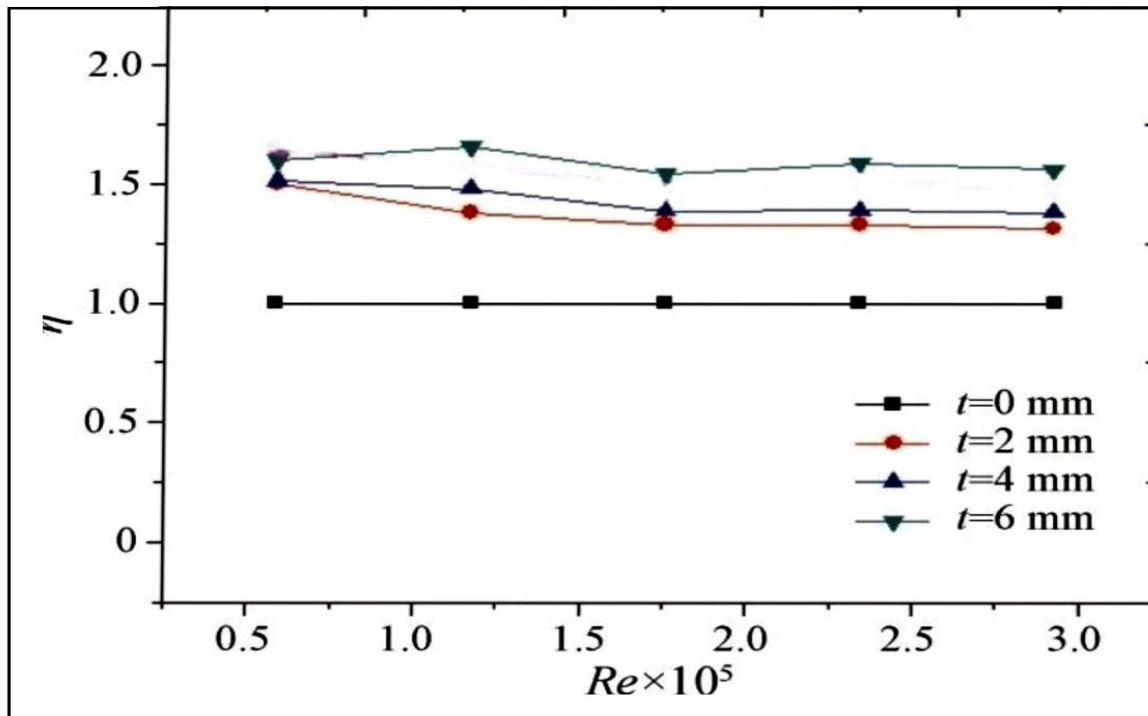
تم الحصول على قيمة تقدر بحوالي 1.6 لمؤشر تحسين الأداء الحراري (تحسين بنسبة 60%) عند عدد رينولدز $Re = 5.87 \times 10^4$.

استناداً إلى هذه الدراسة العلمية يمكننا أن نستنتج أن الزعانف المرفقة بالجزء السفلي من الأنبوب الماص

تعطي تحسناً مثالياً في نقل الحرارة عند ارتفاع 15 mm وسمك 6 mm



الشكل (10.5): الكفاءة الحرارية للمركز الشمسي الأسطواني بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $p = 15 \text{ mm}$.

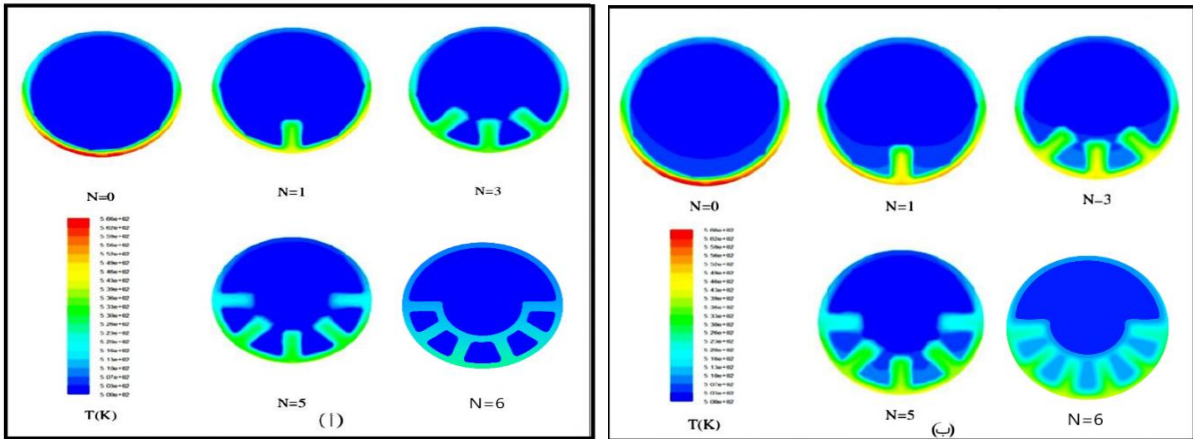


الشكل (11.5): مؤشر التحسين الحراري بدلالة عدد رينولدز $N = 5$ ، $p = 15 \text{ mm}$.

3.2.5 تأثير عدد الزعانف

لإكمال دراستنا العلمية يتبقى تحديد العدد الأمثل من هذه الزعانف لذلك قمنا بتغيير عدد الزعانف من 1 إلى 6 مع الأبعاد المثلى للزعانف وهي ارتفاع 15 mm وسمك 6 mm، تم تمثيل النتائج التي تم الحصول عليها على شكل مجالات درجات الحرارة الشكل (12.5).

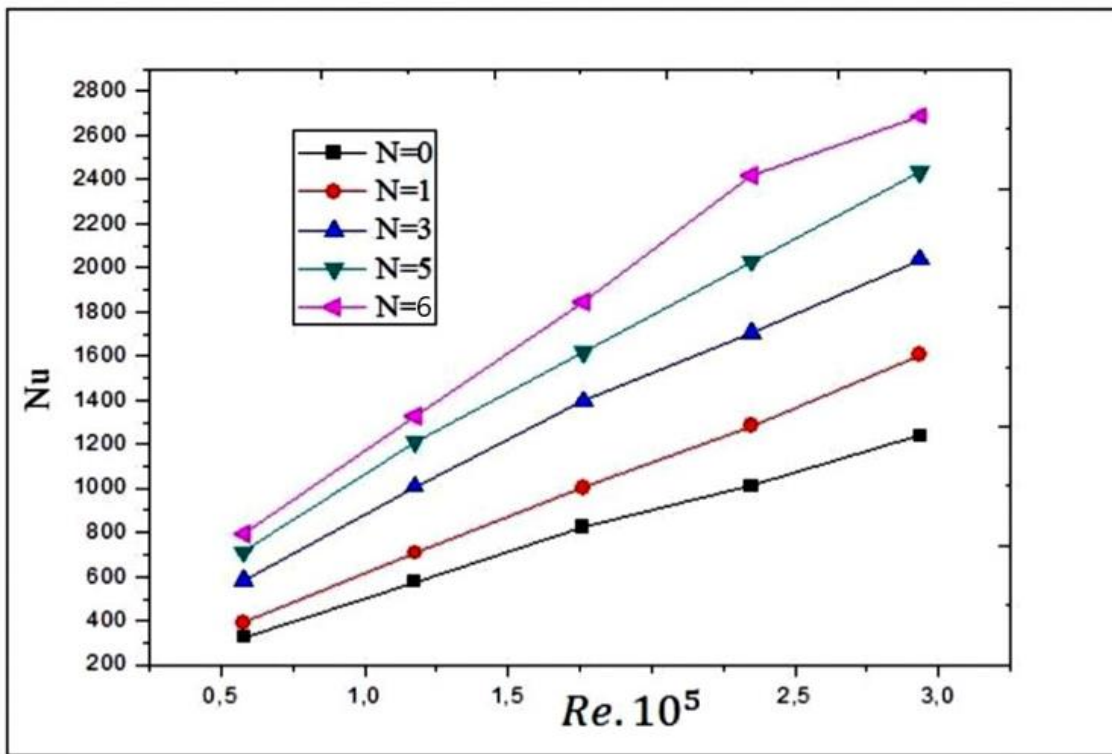
وفقاً لهذا الشكل (12.5) فإن زيادة عدد الزعانف تؤدي إلى انخفاض في درجة حرارة الأنبوب الماص وبالتالي تحسين في نقل الحرارة بين السائل الناقل للحرارة وسطح الأنبوب، التحسين الأمثل في نقل الحرارة يتوافق مع عدد زعانف $N = 6$ ، وهذا ما تؤكدته منحنى تغير عدد نوسلت بدلالة عدد رينولدز الشكل (13.5) ومع ذلك فإن هذه التكوينات تعطي معامل احتكاك أقصى الشكل (14.5) وبالتالي خسائر ضغط قصوى (مما يؤدي إلى أقصى قدرة ضخ).



الشكل (12.5): مجال درجات الحرارة في مقطع عرضي للأنبوب الماص
 عند المدخل، (ب) عند المخرج. $p = 15 \text{ mm}$ ، $t = 6 \text{ mm}$ ، $Re = 5.87 \times 10^4$

1.3.2.5 تفسير تأثير عدد نسلت

إن عدد نسلت يمثل النسبة بين انتقال الحرارة بالحمل إلى التوصيل عند إضافة الزعانف الطولية داخل الأنبوب، فإن مساحة التبادل الحراري بين المائع والجدار الداخلي تزداد، ما يعزز الحمل الحراري. كما أن الزعانف تحدث اضطرابات محلية في الجريان مما يؤدي إلى تقليل سماكة الطبقة الحدية الحرارية وهذا يُحسن انتقال الحرارة. بالتالي، فإن زيادة ارتفاع أو عدد الزعانف يرفع عدد نوسلت لأن نقل الحرارة بالحمل يصبح أكثر فاعلية مقارنة بالتوصيل.



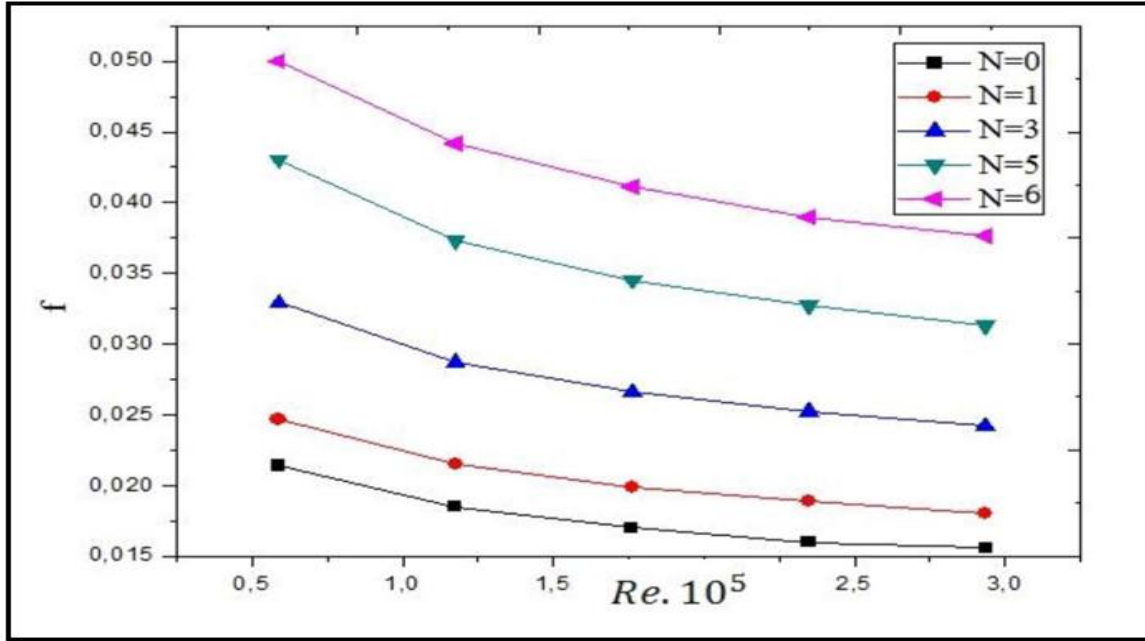
الشكل (13.5): عدد نسلت في الأنبوب الماص بدلالة عدد رينولدز $t = 6 \text{ mm}$ ، $p = 15 \text{ mm}$.

2.3.2.5 تفسير تأثير معامل الاحتكاك

الزعانف المضافة تخلق مقاومة إضافية للجريان داخل الأنبوب، مما يؤدي إلى:

- زيادة في الاضطرابات قرب الجدران .
- وتضييق المقطع الفعال للمتاح للجريان .

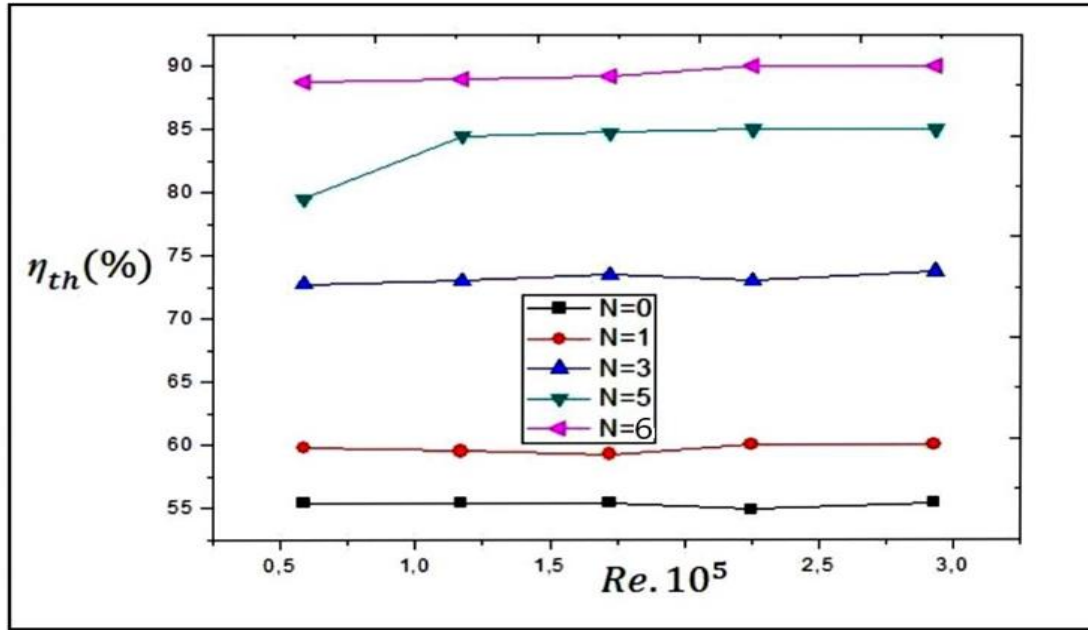
وهذا يؤدي إلى زيادة في احتكاك المائع مع السطح الداخلي للأنبوب، وبالتالي زيادة فقدان الضغط . كلما زاد ارتفاع أو سمك الزعنفة، كلما زاد هذا التأثير، مما يؤدي إلى رفع معامل الاحتكاك.



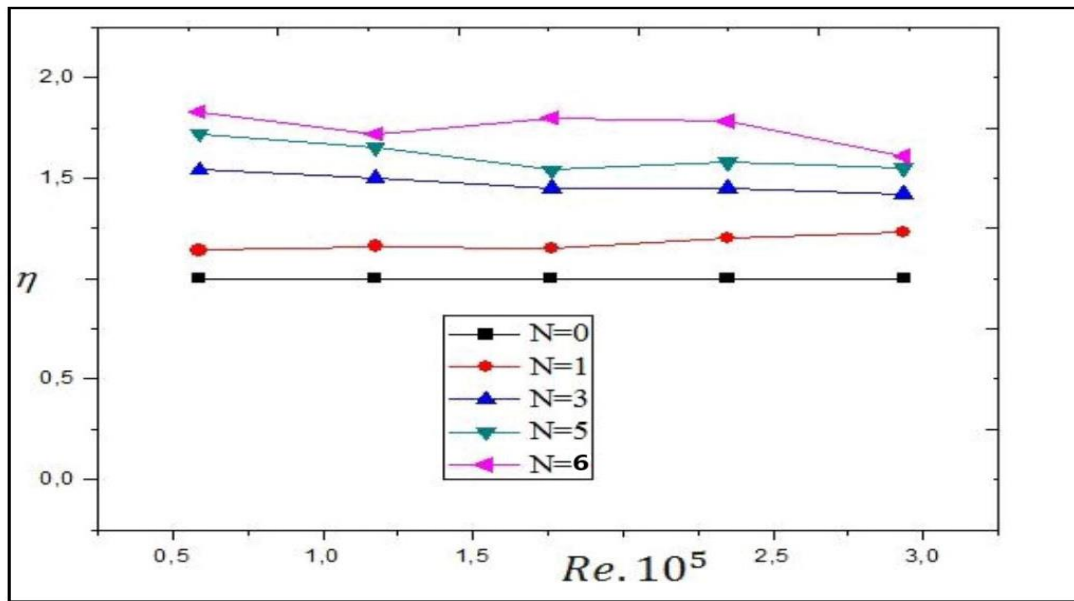
الشكل (14.5): معامل الاحتكاك داخل الأنبوب الماص بدلالة عدد رينولدز $P = 15 \text{ mm}$ ، $t = 6 \text{ mm}$

3.3.2.5 تفسير تأثير مؤشر التحسين الحراري والكفاءة الحرارية

تؤكد المنحنيات الخاصة بالكفاءة الحرارية الشكل (15.5) ومؤشر تحسين الأداء الحراري الشكل (16.5) أن عدد الزعانف $N = 6$ هو الذي يوفر الأداء الأمثل للأنبوب الماص، حيث أن تبادل الحرارة بين السائل الناقل للحرارة وجدار الأنبوب الماص أكثر 1.8 مرة مقارنة بالأنبوب الأملس عند عدد رينولدز $Re = 5.87 \times 10^4$ ، مما يعني أن الأداء الحراري أعلى بنسبة 80% مقارنة بحالة المرجع. نلاحظ أن تحسين انتقال الحرارة باستخدام الزعانف الطولية ليس تأثيرًا خطيًا بسيطًا، بل هو نتيجة تداخل بين عدة ظواهر فيزيائية تشمل: التوصيل في المادة الصلبة الحمل الحراري في السائل، ونشوء اضطرابات موضعية. لذلك، فإن تصميم الزعانف عددها، ارتفاعها، وسمكها يجب أن يكون مبنيًا على دراسة توازن الأداء الحراري والهيدروليكي لتحقيق أفضل مردود.



الشكل (15.5): الكفاءة الحرارية للمجمع الشمسي الأسطواني المكافئ بدلالة عدد رينولدز $p = 15 \text{ mm}$ ، $t = 6 \text{ mm}$



الشكل (16.5): مؤشر التحسين الحراري بدلالة عدد رينولدز $p = 15 \text{ mm}$ ، $t = 6 \text{ mm}$

الخاتمة

في هذا الفصل الأخير درسنا رقمياً تحسين انتقال الحرارة في الأنبوب الماص للمجمع الشمسي الأسطوانى المكافئ من خلال إدخال زعانف طولية على طول الجدار الداخلى للأنبوب في الجهة السفلية فقط، تشير النتائج التي تم الحصول عليها إلى أن إدخال الزعانف الطولية يحسن انتقال الحرارة في الأنبوب الماص، حيث أجريت الدراسة على عدد وأبعاد (إرتفاع و سمك) الزعانف. ونتيجة دراستنا أكدت أن إستعمال زعانف بإرتفاع 15 mm، وسمك 6 mm ، وعدد زعانف 6 هو الأفضل، لأن تبادل الحرارة بين السائل الناقل للحرارة وجدار الأنبوب الماص أكثر بمقدار 1.8 مرة أي % 80 من حالة الأنبوب الأملس عند عدد رينولدز يساوي 5.87×10^4 .

الخاتمة العامة

الخاتمة العامة

في هذه الدراسة قمنا بدراسة رقمية لتدفق انتقال الحرارة في أنبوب أسطواني يمثل الأنبوب الماص لمجمع شمسي أسطواني مكافئ، كان الهدف من هذه الدراسة تحسين تبادل الحرارة بين الجدار الداخلي للأنبوب الماص والسائل الناقل للحرارة، استخدمنا تقنية سلبية من خلال اقتراح تثبيت زعانف طولية على طول الجدار الداخلي للأنبوب في الجزء السفلي فقط، تم النظر في دراسة بارامترية حول الخصائص الهندسية الجيدة وعدد الزعانف الجيد.

تم استخدام برنامج المحاكاة الرقمية fluent workbench لحل المعادلات، تم التحقق من صحة الإجراء الرقمي من خلال المقارنة مع نتائج الدراسات السابقة، حيث تم ملاحظة توافق جيد، تشير النتائج التي تم الحصول عليها إلى أن إدخال الزعانف الطولية في الجزء السفلي يسمح بتبريده بشكل جيد مما يعني أن إدخال الزعانف يحسن انتقال الحرارة في الأنبوب الماص.

يمكن تلخيص الاستنتاجات المتحصل عليها من هذه الدراسة على النحو التالي:

- يؤدي زيادة ارتفاع الزعانف إلى انخفاض في قيمة درجة الحرارة القصوى لجدار الأنبوب الماص بنسبة **4.7 %** مقارنةً بحالة الأنبوب الأملس، كما زاد عدد نوسلت بمقدار 2.5 مرة وكفاءة حرارية بنسبة **24.76 %** ومع ذلك فإن هذه الزعانف تسبب أيضًا زيادة في معامل الاحتكاك بمقدار 2 مرة مقارنةً بحالة الأنبوب الأملس، الارتفاع الجيد و الأمثل هو 15 mm، وهو ما يتوافق مع تحسين نقل الحرارة في الأنبوب الماص بنسبة **24.76 %**.
- مع زيادة سمك الزعانف تنخفض درجة حرارة الجدار السفلي للأنبوب الماص تدريجيًا مقارنةً بحالة الأنبوب الأملس، يُلاحظ أن تأثير سمك الزعانف يكون غير معتبر بعد 6 mm. تزداد الكفاءة الحرارية ومؤشر التحسين الحراري مع زيادة سمك الزعانف، هذه الزيادة تبلغ حوالي **38.18 %** بالنسبة للكفاءة

الحرارية و % 60 لمؤشر التحسين الحراري وذلك لعدد رينولدز يساوي 5.87×10^4 السمك الجيد و الأمثل للزعانف هو 6 mm.

- عدد الزعانف الذي يعطي الأداء الجيد و الأمثل للأنبوب الماص وبالتالي للمجع الشمسي الأسطواني المكافئ هو 6، مع الأبعاد المثلى للزعانف وهي ارتفاع 15 mm وسمك 6 mm، في هذه الحالة يكون تبادل الحرارة بين السائل الناقل للحرارة وجدار الأنبوب الماص أكثر 1.8 مرة (أي % 80 أعلى) مقارنة بحالة الأنبوب الأملس لعدد رينولدز يساوي 5.87×10^4 .

في النهاية نقترح كأفاق مستقبلية:

- دراسة تأثير الشكل الهندسي للمقطع العرضي للزعانف في الواقع. في دراستنا اعتبرنا مقطعاً مستطيلاً بينما يمكن النظر في أشكال هندسية أخرى مثل الدائرية، والمجسمة، والمثلثية، وغيرها.
- استخدام أنواع أخرى من تقنيات التحسين، وخاصة التقنيات النشطة (مثل المجالات المغناطيسية MHD، الاهتزازات، وغيرها).

المراجع

المراجع:

- [1] كاميليا يوسف محمد، تكنولوجيا محطات المركبات الشمسية، دار الكتب والوثائق القومية، 2018.
- [2] سعود يوسف عياش، تكنولوجيا الطاقة البديلة عالم المعرفة، الكويت فبراير، 1981.
- [4] سناء مصطفى عبده، كتاب النظام الشمسي.
- [9] بول بركا، الشمس النجم الذي يهب لنا الحياة، القاهرة، 2016.
- [14] الطاقة الشمسية الحرارية khaoula nid.
- [15] مجلة "التقدم العلمي" د.محمد عبد القادر الفقي،مقالة "تاريخ الطاقة الشمسية".
- [3] A, H, Khedim. Energie solaire et son utilisation sous forme thermique et photovoltaïque, Centre de Publication Universitaire. (2003).
- [5] **R, Bernard ; G, menguy ; M, Schwartz.** Le rayonnement solaire, conversion thermique et applications, Technique et Documentation. (1979).
- [6] **J, A, Duffie ; W, A, Beckman.** Solar engineering of thermal processes, John Wiley and Sons.(1980).
- M. adouane,** étude de la fiabilité des systèmes solaires hybrides dans le sahara, thèse de doctorat, école nationale polytechnique, (2014).
- [7] **A, Sfeir ; G, Guarracino.** Ingénierie des systèmes solaires, Technique et Documentation, Paris. (1981).
- [8] **Ch., Perrin de Brichambaut ; C, Vague.** Le gisement solaire, Technique et Documentation, Paris. (1982).
- [10] solar energy, S. Ashok,8-2-2019, Retrieved 28-5-2019.
- [11] **Daniel Suchet et Erik Johnson ; Daniel Suchet et Erik Johnson.** EDP Sciences 17, avenue du Hoggar.Parc d'activités de Courtaboeuf, BP 112 91944 Les Ulis Cedex A, Système.
- [12] Yadav, A., et al. (2023). Recent advances in solar photovoltaic materials and systems. Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences. <https://bjbas.springeropen.com/articles/10.1186/s43088-023-00405-5>.
- [13] Singh, R., et al. (2014). Research on photovoltaics: Review, trends and perspectives. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 32, 761–778.

- [16] U.S. Department of Energy. (2020). Parabolic Trough Systems. <https://www.energy.gov/eere/solar/articles/concentrating-solar-power-parabolic-trough>.
- [17] National Renewable Energy Laboratory (NREL). (2022). Central Receiver Systems. <https://www.nrel.gov/csp/central-receiver.html>.
- [18] European Commission, JRC. (2016). Dish-Stirling Systems for Solar Power Generation. <https://publications.jrc.ec.europa.eu>.
- [19] International Renewable Energy Agency (IRENA). (2021). Innovation Outlook: Concentrating Solar Power. <https://www.irena.org/publications/2021/Jun/Innovation-Outlook-CSP>.
- [20] Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). Solar Engineering of Thermal Processes. Wiley.
- [21] Green, M. A. (1982). Solar Cells: Operating Principles, Technology, and System Applications. Prentice-Hall.
- [22] De Broglie, L. (1924). Recherches sur la théorie des quanta.
- [23] ASTM G173-03 (2012). Reference Spectra Derived from SMARTS v. 2.9.2.
- [24] Karroute, S., Etude théorique et numérique des systèmes couplés. 2009.
- [25] CHERIFI, K., OPTIMISATION D'UN SYSTEME DE REFRIGERATION SOLAIRE A ABSORPTION A USAGE DOMESTIQUE.
- [26] h. ben cheïkch .M. ould sidi med et y.draoui .conception et réalisation d'un séchoir solaire indirect opérant en mode convectif, mémoire d'ingénieur université de kasdi merbah ouargla.
- [27] Olivier MARC., « Etude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire a Absorption couple au bâtiment », Thèse de Doctorat en Mécanique Energétique, Université de la Réunion, 2010.
- [28] Solar Engineering of Thermal Processes, Fourth Edition. John A. Duffie and William A. Beckman 2013 John Wiley & Sons, Inc. Published 2013 by John Wiley & Sons, Inc.
- [29] D.Halassa, «Conception et réalisation d'un capteur solaire plan à air». Mémoire de Master – Université de Ouargla 2010-2011.
- [30] Malika.B, ''Simulation thermique d'une maison solaire pour la production d'eau Chaude sanitaire (ECS)''- Mémoire de Master, Université de Chlef, 2012.
- [31] Guillaume ANIES., « Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une Unité de rafraîchissement solaire par absorption », Thèse de Doctorat en Energétique, Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2011.
- [32] Benhamza, A., et al., Optimized parameters of an air solar collector for drying applications using the Experimental design method (DOE). 2018.

- [33] MT.BAISSI,K.TOUFEK, I.TABET, A.KHLEIFA ; Conception d'un capteur solaire (Hybride photovoltaïque thermique) (système-thermosiphon).
- [34] Gianluca .C, Giovanni .Di, Alejandro .H. Parabolic Trough Collector Prototypes for Low-Temperature Process Heat. Springer briefs in applied sciences and technology.
- [35] Quoilin. S, Les Centrales Solaires à Concentration. Cours université de Liège 2007.
- [36] J. Abdul Aziz, Concentrateurs solaires et production électrique. Rapport d'un projet en physique.2014.
- [37] Kalogirou .S.A, Solar energy engineering: processes and systems, 2nd edn. Elsevier, Oxford, 2014.
- [38] Price H, Lüpfert E, Kearney D, Zarza E, Cohen G, Gee R, Mahoney R. Advances in parabolic trough solar power technology. Solar Energy Eng,124:109-25, 2002.
- [39] Burkholder F, Kutscher C., Heat loss testing of Schott's 2008 PTR70 parabolic trough receiver. NREL Technical Report, May 2009; NREL/TP - 550-45633:1-58.
- [40] Burkholder F, Kutscher C. Heat-loss testing of Solel's UVAC3 parabolic trough receiver. NREL Technical Report, January 2008; NREL/TP - 550-42394:1-19.
- [41] Colebrook CF. Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws. J ICE 11:133–156, 1939.
- [42] Ratzel A, Hickox C, GartlingD. Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries. J Heat Trans-T ASME 101(1):108–113, 1979.
- [43] Hollands KGT, Raithby GD, Lonicek L. Correlation equations for free convection heat transfer in horizontal layers of air and water. Int J Heat Mass Transf 18(7):879– 884, 1975.
- [44] Churchill SW, Bernstein M. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in cross flow. J Heat Trans-T ASME 99:300–306, 1977.
- [45] Churchill SW, Chu HHS. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. Int J Heat Mass Transf 18(9):1049–1053, 1975.
- [46] Martin M, Berdahl P. Characteristics of infrared sky radiation in the United States. Sol Energy 33(3):321–336, 1984.
- [47] Liu. S, M. Sakr. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. Renewable and Sustainable Energy Reviews 19, 64–81, 2013.
- [48] B. R. Alhassan Salami Tijani, "Simulation analysis of thermal losses of parabolic trough solar collector in Malaysia using computational fluid dynamics," procedia78 technology, vol. 15, pp. 841 – 848, 2014.

- [49] Chang. C, Z.Y.Wu, X.Li, Q.Q.Zhang, Z.F.Wang, "Heat transfer enhancement and performance of solar thermal absorber tubes with circumferentially non-uniform heat flux," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 320 – 327, 2015.
- [50] Huang. Z, Z.Y. Li, W.Q. Tao, "Numerical study on heat transfer enhancement in a receiver tube of parabolic trough solar collector with dimples, protrusions and helical fins," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 1306 – 1316, 2015.
- [51] Evangelos Bellos, Dimitrios Tsimpoukis, "Optimum number of internal fins in parabolic trough collectors," *Applied Thermal Engineering*, vol. 137, pp. 669-677, 2018.
- [52] Hamidou Benzenine, Said Abboudi, Omar Imine, Hakan F. Oztop & Nidal AbuHamdeh, "Numerical study of a three-dimensional forced laminar flow in a channel equipped with a perforated baffle," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol.73, no. 12, pp. 881-894, 2018.
- [53] Aggrey Mwesigye, "Optimal thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver with different nanofluids and at different concentration ratios," *Applied Energy*, vol. 193, pp. 393-413, 2017.
- [54] Aggrey Mwesigye, Tunde Bello-Ochende, Josua P. Meyer, "Influence of optical errors on the thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver," *Solar Energy*, vol. 135, pp. 703-718, 2016.
- [55] Javier Muñoz, "Analysis of internal helically finned tubes for parabolic trough design by CFD tools," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 4139-4149, 2011.
- [56] Cheng. Z, J. Xiao, Y.B. Tao, R.J. Xu, "Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 782-787, 2010.
- [57] Cheng. Z, F.Q. Cui, "Numerical study of heat transfer enhancement by unilateral longitudinal vortex generators inside parabolic trough solar receivers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, pp. 5631-5641, 2012.
- [58] M .Dharani Kumar, D .Balaji,R Pravinraj,Prabhu and shanmugasundaram, "Influence of nano-fluid and receiver modification in solar parabolic trough collector performance," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 310, 2018.
- [59] Evangelos Bellos, "Enhancing the performance of evacuated and non-evacuated parabolic trough collectors using twisted tape inserts, perforated plate inserts and internally finned absorber," *energies*, vol. 11, 2018.
- [60] Evangelos Bellos, Dimitrios Tsimpoukis, "Enhancing the performance of

- parabolic trough collectors using nanofluids and turbulators," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018.
- [61] Evangelos Bellos, Dimitrios Tsimpoukis, "Thermal enhancement of parabolic trough collector with internally finned absorbers," *Solar Energy*, vol. 157, pp. 514– 531, 2017.
- [62] Wang Fuqiang , Gong Xiangtao , Tan Jianyu , Han Huaizhi b, and L. B. c, "Heat transfer performance enhancement and thermal strain restrain of tube receiver for parabolic trough solar collector by using asymmetric outward convex corrugated tube," *Energy Procedia*, vol. 114, p. 275-292, 2016.
- [63] Gong Xiangtao, Wang Fuqiang, Wang Haiyan, Tan Jianyu, Lai Qingzhi, Han Huaizhi, "Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting," *Solar Energy*, vol. 144, pp. 185–202, 2017.
- [64] R. M. Natarajan, Y. Raja Sekhar, T. Srinivas and Pranay Gupta, "Numerical simulation of heat transfer characteristics in the absorber tube of parabolic trough collector with internal flow obstructions," *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 9, no. 5, 2014.
- [65] El Wardi Bitam, Ahmed A. Hachicha, Hocine Benmoussa, Yassine Kabar, "Numerical investigation of a novel sinusoidal tube receiver for parabolic trough technology," *Applied Energy*, vol. 218, pp. 494-510, 2018.
- [66] Aggrey Mwesigye, Josua P. Meyer, "Minimum entropy generation due to heat transfer and fluid friction in a parabolic trough receiver with non-uniform heat flux at different rim angles and concentration ratios," *Energy*, vol. 73, p. 606-617, 2014.
- [67] A. Mwesigye, J.P. Meyer, Optimal thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver with different nanofluids and at different concentration ratios, *Applied Energy* ;193:393-413,2017.
- [68] Natarajan, Y. Raja Sekhar, T. Srinivas and Pranay Gupta, "Numerical simulation of heat transfer characteristics in the absorber tube of parabolic trough collector with internal flow obstructions," *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 9, no. 5, 2014.
- [69] Binoj. K. George, "Performance analysis of a parabolic trough collector tube with internal intermittent fins," *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, vol. 5, no. 4, pp. 2376-2381, 2018.
- [70] Yassine Demagh, Yassine Kabar, Hocine Benmoussa, "A design method of an Scurved parabolic trough collector absorber with a three-dimensional heat flux density distribution," *solar energy*, vol. 122, pp. 873–884, 2015.

- [71] Amina Benabderrahmane, Samir Laouedj, Abdelylah Benazza and J.P.Solano, "Heat Transfer Enhancement in a Parabolic Trough Solar Receiver using Longitudinal Fins and Nanofluids," *Journal of Thermal Science*, vol. 25, no. 5, pp. 410-417, 2016.
- [72] T. Sokhansefat, A.B. Kasaeian, F. Kowsary, Heat transfer enhancement in parabolic trough collector tube using Al₂O₃/synthetic oil nanofluid, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* ;33:636-644, 2014.
- [73] Ravi Kumar K, Reddy KS. Thermal analysis of solar parabolic trough with porous disc receiver. *Appl Energy*; 86:1804-12, 2009.
- [74] Forristall R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in Engineering Equation solver. NREL Technical Report, October 2003, NREL/TP-550-34169:1-145.
- [75] K. Syed Jafar, B. Sivaraman. Thermal Performance of Solar Parabolic Trough Collector Using Nanofluids and the Absorber with Nail Twisted Tapes Inserts. *International Energy Journal*, vol.14, p.189-198, 2014.
- [76] X.W. Zhu, Y.H. Fu, J.Q. Zhao, A novel wavy-tape insert configuration for pipe 890 heat transfer augmentation, *Energy Conversion and Management* ;127:140-148,2016.
- [77] F. Wang, Z. Tang, X. Gong, J. Tan, H. Han, B. Li, Heat transfer performance enhancement and thermal strain restrain of tube receiver for parabolic trough solar collector by using asymmetric outward convex corrugated tube, *Energy* ;114:275-292,2016.
- [78] Y.C.S. Too, R. Benito, Enhancing heat transfer in air tubular absorbers for concentrated solar thermal applications, *Applied Thermal Engineering* ;50(1),p.1076- 1083,2013.
- [79] Liu W, Yang K. Mechanisms and numerical analysis of heat transfer enhancement in the core flow along a tube. *Sci China Ser E-Tech Sci*; 51:1195-202, 2008.
- [80] W. J. Marner, A. E. Bergles, J. M. Chenoweth. On the Presentation of Performance Data for Enhanced Tubes Used in Shell-and-Tube Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 105(2): 358-365, 1983.
- [81] Kumar A, Prasad BN. Investigation of twisted tape inserted solar water heaters—heat transfer, friction factor and thermal performance results. *Renewable Energy*; 19:379-98, 2000.
- [82] Jaisankar S, Radhakrishnan TK, Sheeba KN. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of forced circulation solar water heater system fitted with helical twisted tapes. *Solar Energy*; 83:1943-52, 2009.

- [83] Jaisankar S, Radhakrishnan TK, Sheeba KN. Studies on heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heating system with helical twisted tapes. *Energy*; 34:1054-64, 2009.
- [84] Jaisankar S, Radhakrishnan TK, Sheeba KN. Experimental studies on heat transfer and thermal performance characteristics of thermo syphon solar water heating system with helical and left–right twisted tapes. *Energy Conversion and Management*; 52:2048-55, 2011.
- [85] Saha SK, Gaitonde UN, Date AW. Heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements. *Exp Therm Fluid Sci*; 3:632-40, 1990.
- [86] Date AW, Saha SK. Numerical prediction of laminar flow and heat transfer characteristics in a tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements. *Int J Heat Fluid Flow*; 11:346-54, 1990.
- [87] Wang Y, Hou M, Deng X, Li L, Huang C, Huang H, Zhang G, Chen C, Huang W. Configuration optimization of regularly spaced short-length twisted tape in a circular tube to enhance turbulent heat transfer using CFD modeling. *Appl Therm Eng*; 31:1141-9, 2011.
- [88] Eiamsa-ard S, Thianpong C, Eiamsa-ard P, Promvongse P. Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 37:39-46, 2010.
- [89] Chang SW, Yang TL, Liou JS. Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert. *Exp Therm Fluid Sci*; 32:489-501, 2007.
- [90] Wongcharee K, Eiamsa-ard S. Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*; 50:211-9. 2011.
- [91] Bas H, Ozceyhan V. Heat transfer enhancement in a tube with twisted tape inserts placed separately from the tube wall. *Exp Therm Fluid Sci* 2012; 41:51-58.
- [92] Zimparov V. Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 1: friction factors. *Int J Heat Mass Transfer*; 47:589-99, 2004.
- [93] Bharadwaj P, Khondge AD, Date AW. Heat transfer and pressure drop in a spirally grooved tube with twisted tape insert. *Int J Heat Mass Transfer*; 52:1938-44, 2009.

- [94] Liao Q, Xin MD. Augmentation of convective heat transfer inside tubes with threedimensional internal extended surfaces and twisted-tape inserts. *Chem Eng J*; 78:95- 105, 2000.
- [95] Al-Fahed S, Chakroun W. Effect of tube-tape clearance on heat transfer for fully developed turbulent flow in a horizontal isothermal tube. *Int J Heat Fluid Flow*; 17: 173-178, 1996.
- [96] Eiamsa-ard S, Wongcharee K, Sripattanapipat S. 3-D Numerical simulation of Swirling flow and convective heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 36:947-55, 2009.
- [97] Guo J, Fan A, Zhang X, Liu W. A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with center-cleared twisted tape. *International Journal of Thermal Sciences*; 50:1263-70, 2011.
- [98] Zhang X, Liu Z, Liu W. Numerical studies on heat transfer and flow characteristics for laminar flow in a tube with multiple regularly spaced twisted tapes. *International Journal of Thermal Sciences*; 58:157-67, 2012.
- [99] Kurtbaş İ, Gülçimen F, Akbulut A, Buran D. Heat transfer augmentation by swirl generators inserted into a tube with constant heat flux. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 36:865-71, 2009.
- [100] Fan A, Deng J, Guo J, Liu W. A numerical study on thermo-hydraulic characteristics of turbulent flow in a circular tube fitted with conical strip inserts. *Appl Therm Eng*; 31:2819-28, 2011.
- [101] You Y, Fan A, Liu W, Huang S. Thermo-hydraulic characteristics of laminar flow in an enhanced tube with conical strip inserts. *International Journal of Thermal Sciences*; 61:28-37, 2012.
- [102] Kongkaitpaiboon V, Nanan K, Eiamsa-ard S. Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 37:568-74, 2010.
- [103] Kongkaitpaiboon V, Nanan K, Eiamsa-ard S. Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 37:560-7, 2010.
- [104] Promvong P, Eiamsa-ard S. Heat transfer and turbulent flow friction in a circular tube fitted with conical-nozzle turbulators. *Int Commun Heat Mass Transfer*; 34:72- 82, 2007.

- [105] ANSYS® Academic research, release 14.5, ANSYS FLUENT, theory guide, ANSYS, Inc.
- [106] Incropera F, "Fundamentals of heat and mass transfer. 3rd ed. New York: John Wiley and Sons," p. 490, 1990.
- [107] Petukhov BS. In: Irvine TF, editors, "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties," *Advances in heat transfer*, vol. 6, pp. 503–564,
- [108] Roldán. M, E. Zarza, "Thermal analysis of solar receiver pipes with superheated steam," *Applied Energy*, vol. 103, pp. 73–84, 2013.

Résumé

Ce travail présente une étude numérique de l'écoulement et du transfert de chaleur dans un tube cylindrique représentant l'absorbeur d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. L'objectif principal est l'amélioration des échanges thermiques entre la paroi interne du tube absorbeur et le fluide caloporteur. Pour cela, une technique passive a été adoptée, consistant en l'ajout d'ailettes longitudinales fixées sur la paroi interne du tube, uniquement dans la zone exposée au flux solaire concentré.

Une analyse paramétrique a été menée pour déterminer les dimensions optimales des ailettes ainsi que leur nombre. Les résultats indiquent que l'augmentation de la hauteur des ailettes permet de réduire la température maximale de la paroi de 4,7 %, d'augmenter le nombre de Nusselt d'un facteur 2,5 et d'améliorer le rendement thermique de 24,76 %, malgré un doublement du coefficient de frottement. La hauteur optimale des ailettes est de 15 mm. Par ailleurs, l'efficacité thermique s'améliore de 34,54 %, et le facteur de performance thermique augmente de 60 % pour cette hauteur. L'épaisseur optimale des ailettes est de 6 mm, et le nombre optimal d'ailettes est fixé à 6. En résumé, l'utilisation d'ailettes avec des dimensions optimales permet d'augmenter le transfert thermique entre le fluide caloporteur et la paroi du tube de 1,8 fois, soit une amélioration de 80 % par rapport à un tube lisse.

Mots-clés : Énergie solaire, Nombre de Nusselt, Rendement thermique, Concentrateur cylindro-parabolique, Ailettes longitudinales, Renforcement du transfert thermique, Convection forcée.

Abstract

This work presents a numerical investigation of fluid flow and heat transfer within a cylindrical tube representing the absorber of a parabolic trough solar collector. The main goal is to enhance the thermal exchange between the inner wall of the absorber tube and the heat transfer fluid. A passive technique is employed by incorporating longitudinal fins along the inner surface of the tube, restricted to the region subjected to concentrated solar flux.

A parametric study is conducted to determine the optimal fin geometry and number. Results demonstrate that increasing fin height leads to a 4.7% reduction in the absorber wall's maximum temperature, a 2.5-fold increase in the Nusselt number, and a 24.76% improvement in thermal efficiency, albeit with a doubled friction factor. The optimal fin height is found to be 15 mm. Furthermore, thermal efficiency improves by 34.54%, and the thermal performance factor increases by 60% at this fin height. The optimal fin thickness is 6 mm, and the optimal number of fins is 6. In conclusion, using fins with optimal parameters enhances heat transfer between

the working fluid and the absorber wall by a factor of 1.8, representing an 80% increase compared to a smooth tube.

Keywords: Solar energy, Nusselt number, Thermal efficiency, Parabolic trough collector, Longitudinal fins, Heat transfer enhancement, Forced convection.

المخلص

يتناول هذا العمل دراسة عددية للجريان وانتقال الحرارة داخل أنبوب أسطواني يُمثل عنصر الامتصاص في مجمّع شمسي ذو قطع مكافئ أسطواني. الهدف الأساسي هو تحسين أداء التبادل الحراري بين الجدار الداخلي للأنبوب الماص والمائع الناقل للحرارة. لتحقيق ذلك، تم اعتماد تقنية سلبية من خلال تثبيت زعانف طولية على الجدار الداخلي للأنبوب، مقتصرة على المنطقة المعرضة للإشعاع الشمسي المركز.

تم إجراء دراسة بارامترية لتحديد الأبعاد المثلى للزعانف وعددها. وقد أظهرت النتائج أن زيادة ارتفاع الزعانف تؤدي إلى خفض درجة حرارة الجدار القصوى بنسبة % 4.7، وزيادة عدد نوسلت بمقدار 2.5 مرة، وتحسين الكفاءة الحرارية بنسبة % 24.76، رغم تضاعف معامل الاحتكاك. تم تحديد الارتفاع الأمثل للزعانف بـ 15 مم. كما ارتفعت الكفاءة الحرارية بنسبة % 34.54، وزاد معامل الأداء الحراري بنسبة % 60 عند هذا الارتفاع. وقد حُددت السماكة المثلى للزعانف بـ 6 mm، في حين أن العدد الأمثل للزعانف هو 6. بشكل عام، يؤدي استخدام الزعانف بأبعاد مثلى إلى تحسين انتقال الحرارة بين المائع الحراري وجدار الأنبوب بمقدار 1.8 مرة، أي بنسبة % 80 مقارنة بالأنبوب الأملس.

الكلمات المفتاحية: الطاقة الشمسية، عدد نوسلت، الكفاءة الحرارية، مجمّع شمسي أسطواني مكافئ، الزعانف الطولية، تعزيز انتقال الحرارة، الحمل القسري.