



الجمهورية العربية السورية

جامعة البعث

كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية

قسم هندسة القوى الميكانيكية

أطروحة دكتوراه بعنوان:

دراسة تأثير خصائص الشكل الهندسي للسطح الساخن في كفاءة تحويل الطاقة والأداء
الحراري لفرن شمسي مزود بعنفة فريسنل

مقدمة من الطالب المهندس:

باسل محمد سمير باكير

لنيل درجة الدكتوراه في هندسة القوى الميكانيكية

بإشراف:

د. م. محمد باكير

أستاذ مساعد في قسم هندسة القوى الميكانيكية

كلمة شكر

بسم الله الرحمن الرحيم

((وما أوتيتم من العلم إلا قليلاً))

سورة الإسراء، آية 85

صدق الله العظيم

الحمد لله الذي بنعمته تتم الصالحات والصلاة والسلام على سيدنا محمد معلم الناس الخير وعلى آله وصحبه.

للذي أشرف على هذا العمل فكان لي خير عون وملهم، له مني كل العرفان والتقدير

د. م. محمد باكير

لكل من ساعدني وكان له دور في نجاح هذا العمل، لكم مني كل الامتنان

أساتذتي، زملائي المهندسين، عائلتي وأهلي ...

شكراً لكم جميعاً

تضمن العمل اقتراح تصميم جديد لفرن شمسي يستخدم عدسة فريسزل كمجمع شمسي تركيزي. تم اقتراح هذا التصميم بعد إجراء دراسة مرجعية شاملة عن الطباخات الشمسية وتطورها، والتي تضمنت مختلف أنواع الطباخات والاعتبارات التصميمية والبارامترات الرئيسية المؤثرة في أدائها، إضافةً إلى مبادئ الطهي ومتطلبات الطباخ الشمسي. من أهم ميزات هذا الفرن أنه يعتمد في تسخين وعاء الطهي على التوصيل الحراري من الأسفل عبر الصفيحة الماصة.

تم استخدام النمذجة والمحاكاة في برنامج Matlab, Simulink بغرض التنبؤ بالسلوك الحراري للفرن المقترح في ظل ظروف مناخية وبارامترات تشغيلية محددة وتقييم أدائه من خلال مجموعة مؤشرات ومقارنته بأداء تصاميم سابقة بهدف إبراز كفاءته. تضمنت عملية النمذجة توصيفاً مفصلاً لنظام الفرن مع شرح لنموذجه الفيزيائي وتقديم نموذج رياضي اعتمداً على معادلات التوازن الحراري لمكوناته. النموذج المعتمد هو نموذج ديناميكي من نوع البارامتر الإجمالي، تتغير فيه قيم الخصائص الفيزيائية للهواء الداخلي وسوائل الطهي وقيم معاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر بتغير درجة الحرارة مع الزمن.

سمحت عملية المحاكاة بشرح النظام والتنبؤ باستجابته الحرارية وإجراء دراسة تحليلية قيّمة له، وأعطت القدرة على معرفة تغير أي بارامتر من بارامترات النموذج مع الزمن، سواءً درجة حرارة أو معدل انتقال حرارة أو معامل انتقال حرارة وغيرها، كما أعطت فهماً أعمق للعمليات ذات الصلة ولكيفية تفاعل بعض مكونات الفرن حرارياً مع بعض ومع الوسط المحيط، مما ساعد في توجيه الدراسة وتحديد نقاط الضعف وبالتالي معالجتها بطريقة اقتصادية وآمنة. بعد ذلك تم توجيه الدراسة نحو أهم مكون من مكونات الفرن ألا وهو السطح الساخن (الصفيحة الماصة) ودراسة تأثير شكله الهندسي وخصائصه في تحسين كفاءة تحويل الطاقة والأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح. من أهم النتائج التي تم التوصل إليها في البحث أن تعديل الشكل الهندسي للصفيحة الماصة بغرض زيادة مساحة سطح التبادل الحراري بينها وبين وعاء الطهي كان له أثر بسيط في تحسين أداء الفرن، في حين أن تعديل إحدى خصائص الصفيحة كان له أثر واضح في تحسين الأداء، هذه الخاصية هي إصدارية الصفيحة الماصة والتي تم تخفيضها عن طريق استخدام صفيحة لامعة بؤرتها المحرقة فقط مطلية باللون الأسود.

والمنتج النهائي هو فرن شمسي قادر على غلي [kg] 7 من الماء خلال [h] 1.37 بكفاءة إجمالية للفرن 68.96% وللنظام (الفرن مع المجمع الشمسي) 64.13%، وقادر على تسخين [kg] 7 من زيت دوار الشمس إلى درجة حرارة [°C] 250 خلال [h] 2.8 بكفاءة إجمالية للفرن 63.62% وللنظام 59.17%، وهو بهذه المؤشرات يتفوق بشكل ملحوظ على تصاميم الأفران والطباخات السابقة.

الصفحة	العنوان
5	الفهرس
7	قائمة الأشكال
11	قائمة الجداول
15	قائمة الرموز والمصطلحات
17	الفصل الأول: مدخل إلى تصميم الفرن الشمسي
17	1.1. مقدمة
18	2.1. لمحة تاريخية عن تقنية الطهي الشمسي
20	3.1. تعريف الطباخ الشمسي وآلية عمله وتصنيفاته
20	1.3.1. تعريفه
20	2.3.1. آلية عمله
21	3.3.1. تصنيفاته
21	1.3.3.1. حسب آلية انتقال الحرارة إلى وعاء الطهي
24	2.3.3.1. حسب آلية التخزين الحراري
25	4.1. مبادئ الطهي ومتطلبات الطباخ الشمسي
25	1.4.1. مبادئ الطهي
26	2.4.1. متطلبات الطباخ الشمسي
27	5.1. البارامترات التصميمية وأثرها في أداء الطباخ الشمسي
43	6.1. تعريف بعدسة فريسنل وميزاتها
44	1.6.1. نظرية عدسات فريسنل
44	2.6.1. تصنيع عدسات فريسنل
45	3.6.1. أمثلة على تطبيقات عدسات فريسنل
46	7.1. توصيات لتحسين أداء الطباخ الشمسي
47	8.1. التصميم المقترح للفرن الشمسي
51	الفصل الثاني: نمذجة ومحاكاة نظام الفرن الشمسي المقترح
51	1.2. تعريف بالنمذجة والمحاكاة
53	2.2. نمذجة ومحاكاة الطباخات الشمسية
66	3.2. توصيف نظام الفرن الشمسي المقترح
67	4.2. النموذج الفيزيائي لنظام الفرن الشمسي المقترح

67	5.2. النموذج الرياضي لنظام الفرن الشمسي المقترح
73	6.2. تفصيل المعادلات الحاكمة في النموذج الرياضي للنظام المدروس
73	1.6.2. المعادلة الحاكمة للغطاء الزجاجي الأول (الخارجي)
76	2.6.2. المعادلة الحاكمة للغطاء الزجاجي الثاني (الداخلي)
80	3.6.2. المعادلة الحاكمة للصفحة الماصة
86	4.6.2. المعادلة الحاكمة للهواء الداخلي
92	5.6.2. المعادلة الحاكمة للجدران الداخلية
94	6.6.2. المعادلة الحاكمة لوعاء الطهي
97	7.6.2. المعادلة الحاكمة للحمل (الماء أو الزيت) داخل وعاء الطهي
98	8.6.2. تحديد معاملات الشكل ومعدلات الطاقة الإشعاعية الكلية
101	الفصل الثالث: التنبؤ بالسلوك الحراري للفرن الشمسي المقترح وتقييم أدائه
101	1.3. مقدمة
104	2.3. محاكاة السلوك الحراري للفرن الشمسي المقترح
115	3.3. تقييم الأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح
117	4.3. التحقق من صحة النموذج الرياضي وموثوقية النتائج
124	5.3. النتائج
127	الفصل الرابع: دراسة تأثير الشكل الهندسي للصفحة الماصة وخصائصه في الأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح
127	1.4. مقدمة
129	2.4. وصف موضوع الدراسة وبيئة العمل
130	3.4. تأثير الشكل الهندسي للصفحة الماصة في كفاءة تحويل الطاقة والأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح
131	1.3.4. دراسة حالة الصفحة الماصة في النموذج الأولي للفرن المقترح
133	2.3.4. دراسة حالة تغيير الأبعاد الخارجية للصفحة الماصة
135	3.3.4. دراسة حالة تغيير سطح التبادل الحراري بين الصفحة ووعاء الطهي
135	1.3.3.4. حالة إضافة تجويف أسطواني في الصفحة
138	2.3.3.4. حالة إضافة بروز أسطواني في الصفحة
140	4.4. تأثير خصائص الشكل الهندسي للصفحة الماصة في كفاءة تحويل الطاقة والأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح
144	5.4. النتائج
147	الفصل الخامس: الاستنتاجات والتوصيات
147	1.5. الاستنتاجات
149	2.5. التوصيات
151	المراجع

الصفحة	رقم الشكل وتسميته
22	الشكل رقم (1.1): تصنيف الطباخات الشمسية.
22	الشكل رقم (2.1): الطباخ الشمسي من النوع الصندوقي.
	الشكل رقم (3.1): الطباخات من النوع التركيزي: (a) الطباخ المسطح، (b) طباخ القمع، (c) الطباخ ذو العاكس الكروي، (d) الطباخ ذو العاكس القطعي المكافئ، (e) الطباخ ذو عاكس فريسنل، (f) الطباخ ذو العاكس القطعي المكافئ الأسطواني.
23	الشكل رقم (4.1): رسم تخطيطي للطباخ الصندوقي ذي العواكس الداخلية المتدرجة، El-Sebaai et al., 1994
29	الشكل رقم (5.1): التصاميم المختلفة للطباخات الصندوقية ذات السطح المائل والتركيبات المختلفة لمرايا التعزيز، Mirdha & Dhariwal, 2008
30	الشكل رقم (6.1): طباخ شمسي صندوقي بشكل هرمي مقطوع، Kumar et al., 2010
32	الشكل رقم (7.1): (a) الصفيحة الماصة المزعفة (b) الطباخان الشمسيان الصندوقيان المدروسان، Harmim et al., 2010
32	الشكل رقم (8.1): طباخ صندوقي فيه وعاء طهي تقليدي موضوع على أرضية الطباخ وآخر مجوف ومرفوع على أرجل، Narasimha Rao & Subramanyam, 2005
33	الشكل رقم (9.1): صورة لوعائي الطهي المستخدمين في المقارنة، Harmim et al., 2008
34	الشكل رقم (10.1): رسم تخطيطي للطباخ الصندوقي المزود بخزان حراري أسفل الصفيحة الماصة، Buddhi&Sahoo, 1997
35	الشكل رقم (11.1): (a) وحدة التخزين الحراري التي صممها Sharma، (b) وحدة التخزين الحراري التي صممها Buddhi و Sharma
36	الشكل رقم (12.1): (a) رسم تخطيطي لوحدة التخزين المقترحة (b) رسم ثلاثي الأبعاد لوحدة التخزين المختارة، Akinwale, 2006
36	الشكل رقم (13.1): رسم تخطيطي للطباخ المزود بعاكس طبقي مكافئ، El-Kassaby, 1991
38	الشكل رقم (14.1): صور لكل من الطباخ الشمسي التركيزي الفلبيني (a) والصيني (b) والألماني (c)، Patel & Philip, 2000
39	الشكل رقم (15.1): صورة للنموذج الأولي للطباخ، Gallagher, 2011
40	الشكل رقم (16.1): رسم تخطيطي للطباخ الشمسي، Valmiki et al., 2011
41	الشكل رقم (17.1): رسم تخطيطي للفرن، Khalifa, 1987

الشكل رقم (18.1): (a) رسم تخطيطي للفرن المزود بمركز من نوع CPC وصفيحته الماصة شاقولية
Harmim et al., 2012-13، (b) رسم تخطيطي للفرن بعد التعديل وصفيحته

- 43 الماصة بشكل درج Harmim et al. 2013.
- 44 الشكل رقم (19.1): شكل عدسة فريسئل.
- 44 الشكل رقم (20.1): مقارنة الشكل الجانبي لعدسة تقليدية وعدسة فريسئل.
- 45 الشكل رقم (21.1): موازاة الأشعة الضوئية لمصدر نقطي بواسطة عدسة فريسئل.
- 45 الشكل رقم (22.1): تجميع الأشعة الضوئية بواسطة عدسة فريسئل.
- 49 الشكل رقم (23.1): التصميم المقترح للفرن الشمسي الجديد.
- 53 الشكل رقم (1.2): التوازن الحراري لمكونات الفرن، Khalifa et al. 1987.
- الشكل رقم (2.2): (a) تأثير سرعة الرياح والغطاء الغيمي والمقاومة الحرارية للجدران على درجة حرارة
الطعام، (b) تأثير خط العرض والشهر على درجة حرارة الطعام (c) تأثير طريقة
تشغيل الطباخ على درجة حرارة الطعام، Pejack, 1991.
- 55 الشكل رقم (3.2): العمليات المختلفة للتبادل الحراري في الطباخ، Thulasi Das et al. 1994.
- 55 الشكل رقم (4.2): (a) تأثير ثخانة الصفيحة الماصة في زمن الطهي، (b) تأثير نسبة القطر
المكافئ للصفيحة الماصة إلى قطر الوعاء في زمن الطهي، في يوم 15 نيسان ○
ويوم 10 كانون الأول △، Thulasi Das et al. 1994.
- 56 الشكل رقم (5.2): تغير درجات حرارة مكونات الطباخ مع الزمن في يوم 15 نيسان (a) ويوم 10
كانون الأول (b)، Thulasi Das et al. 1994.
- 56 الشكل رقم (6.2): درجات الحرارة المتوقعة للوعاء المكشوف ووعاء الفرن في حالة تسخين زيت
الزيتون عند سرعة رياح 2.5 [m/s]، Habeebullah et al. 1995.
- 57 الشكل رقم (7.2): منحنيات الكفاءة اللحظية المتوقعة للطباخ في حالة تسخين زيت الزيتون،
Habeebullah et al. 1995.
- 57 الشكل رقم (8.2): مقارنة بين درجات الحرارة المقيسة والمحسوبة لغطاء وعاء الطهي T_c وجدرانه
وقاعدته T_{sb} والغطاء الزجاجي العلوي T_{gu} (a) وللغطاء الزجاجي السفلي T_{gl}
ومائع الطهي T_f (b) أثناء غلي 1.5 [kg] من الماء عند شدة إشعاع شمسي
476 [W/m²]، El-Sibaii, 1994.
- 58 الشكل رقم (9.2): مقارنة بين القيم المقيسة والمحسوبة لدرجة حرارة مائع الطهي (a) والصفيحة
الماصة (b) عند غلي 0.5 [kg] من الماء في يوم صيفي، El-Sibaii, 1997.
- 59 الشكل رقم (10.2): رسم تخطيطي للطباخ الشمسي الصندوقي المزود بعاكس داخلي متدرج وآخر
خارجي، El-Sibaii, 1997.
- 60

- الشكل رقم (11.2): (a) تغير درجة حرارة مائع الطهي مع الزمن و (b) تغير الزمن النوعي لغلbian
الماء مع تغير كمية الماء من أجل قيم مختلفة لزوايا ميل العاكس الخارجي، El-
60 Sibaii, 1997.
- الشكل رقم (12.2): مقارنة القيم المتوقعة بالمقيسة لدرجة حرارة كل من الصفيحة الماصة (a) والهواء
الداخلي (b) والغطاء الزجاجي (c)، في ظل ظروف عابرة، 2003 Amer.
61 الشكل رقم (13.2): رسم تخطيطي للطبخ الصندوقي المزود بثلاثة عواكس مسطحة مع توضيح
62 عمليات انتقال الحرارة التي تتم ضمنه، 2007 Ozkaymak.
- الشكل رقم (14.2): النموذج الفيزيائي لنظام الفرن المدروس، 2012 Harmim et al.
63 الشكل رقم (15.2): منحنيات درجات الحرارة المتوقعة للصفيحة الماصة والهواء الداخلي والماء داخل
وعاء الطهي عند تسخين 2.5 [kg] من الماء في يوم صيفي (11 حزيران) (a)
63 وآخر شتوي (15 كانون الثاني) (b)، 2012 Harmim et al.
- الشكل رقم (16.2): مقارنة القيم المقيسة والمحسوبة لدرجات حرارة مكونات مختلفة في الطبخ الشمسي
أثناء اختبار الركود في يوم مشمس (a) ويوم غائم جزئياً (b) وأثناء اختبار تسخين
64 الماء (c)، 2012 Harmim et al.
- الشكل رقم (17.2): رسم تخطيطي للطبخ الشمسي الصندوقي، 2015 A. Soria-Verdugo.
64 الشكل رقم (18.2): مقارنة درجات الحرارة النظرية مع التجريبية من أجل كل من الصفيحة الماصة
والهواء الداخلي والجدران الخشبية في يوم مشمس (a) وآخر غائم جزئياً (b)، A.
65 Soria-Verdugo, 2015.
- الشكل رقم (19.2): النموذج الفيزيائي للفرن الشمسي.
67 الشكل رقم (20.2): الشبكة الحرارية للفرن الشمسي بطريقة التمثيل الكهربائي.
70 الشكل رقم (21.2): مخطط التفاعل الحراري للغطاء الزجاجي الخارجي بطريقة التمثيل الكهربائي.
73 الشكل رقم (22.2): حيز مغلق مستطيل مائل بسطحين إيزوترميين، 2002 Yunus Cengel.
75 الشكل رقم (23.2): مخطط التفاعل الحراري للغطاء الزجاجي الداخلي بطريقة التمثيل الكهربائي.
77 الشكل رقم (24.2): مخطط التفاعل الحراري للصفيحة الماصة بطريقة التمثيل الكهربائي.
81 الشكل رقم (25.2): مخطط التفاعل الحراري للهواء الداخلي بطريقة التمثيل الكهربائي.
87 الشكل رقم (26.2): مخطط التفاعل الحراري للجدران الداخلية بطريقة التمثيل الكهربائي.
93 الشكل رقم (27.2): مخطط التفاعل الحراري لوعاء الطهي بطريقة التمثيل الكهربائي.
95 الشكل رقم (28.2): مخطط التفاعل الحراري للحمل ضمن وعاء الطهي بطريقة التمثيل الكهربائي.
99 الشكل رقم (29.2): مخطط يبين ماهية الطاقة الإشعاعية الكلية، 2002 Yunus Cengel.
100 الشكل رقم (1.3): لقطات من برنامج Matlab, Simulink للنموذج الرياضي لنظام الفرن الشمسي.
106 الشكل رقم (2.3): مخططات السلوك الحراري للفرن الشمسي ومكوناته في حالة غلي الماء.
107

- الشكل رقم (3.3): مخططات السلوك الحراري للفرن الشمسي ومكوناته في حالة تسخين الزيت. 109
- الشكل رقم (4.3): مخطط تدفق الطاقة الشمسية عبر نظام الفرن. 111
- الشكل رقم (5.3): منحنيات معاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر في (a) حالة غلي الماء و (b) وحالة تسخين الزيت. 112
- الشكل رقم (6.3): مخططات السلوك الحراري والتوازن الحراري لمكونات الفرن وللفرن ككل. 119
- الشكل رقم (7.3): مخططات السلوك الحراري والتوازن الحراري للصفحة الماصة ولوعاء الطهي وللفرن بعد تغيير الظروف الجوية. 119
- الشكل رقم (8.3): طباق شمسي صندوقي صفيحته الماصة بشكل شبه منحرف، Kumar S, 2004. 120
- الشكل رقم (9.3): مقارنة القيم النظرية مع التجريبية لدرجات حرارة الصفحة الماصة والغطائين الزجاجيين الداخلي والخارجي عند قيم مختلفة للاستطاعة الكهربائية وسرعة الرياح. 123
- الشكل رقم (1.4): (a) تغير معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر مع درجة حرارة الصفحة الماصة من أجل الطباخ ذي الحيز شبه المنحرف والمستطيل (b) تغير معامل الضياع الحراري من الأعلى مع درجة حرارة الصفحة الماصة من أجل الطباخ ذي الحيز شبه المنحرف والمستطيل، Kumar S, 2004. 128
- الشكل رقم (2.4): موضوع الدراسة وبيئة العمل. 130
- الشكل رقم (3.4): الصفحة الماصة للنموذج الأولي Model_1. 130
- الشكل رقم (4.4): مخطط السلوك الحراري للصفحة الماصة في حالة غلي الماء في نموذج الفرن Model_1 131
- الشكل رقم (5.4): مخطط السلوك الحراري للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في نموذج الفرن Model_1 132
- الشكل رقم (6.4): الصفحة الماصة للنموذج Model_2. 134
- الشكل رقم (7.4): الصفحة الماصة للنموذج Model_3. 135
- الشكل رقم (8.4): الصفحة الماصة للنموذج Model_5. 139
- الشكل رقم (9.4): الصفحة الماصة للامعة للنموذج Model_2، البؤرة المحرقة على سطحها المائل مطلية باللون الأسود. 141

الصفحة	رقم الجدول وتسميته
66	الجدول رقم (1.2): الخصائص الحرارية والضوئية لمكونات الفرن الشمسي.
100	الجدول رقم (2.2): قيم معاملات الشكل التي تم الحصول عليها من النموذج الإشعاعي S2S في برنامج Ansys.
104	الجدول رقم (1.3): طرق الطهي.
110	الجدول رقم (2.3): درجات الحرارة العظمى والوسطية لكل مكون من مكونات الفرن في حالتي الماء والزيت.
112	الجدول رقم (3.3): معاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر مع الهواء الداخلي والحمل داخل الوعاء في حالتي الماء والزيت.
115	الجدول رقم (4.3): بارامترات الأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح.
115	الجدول رقم (5.3): مقارنة بارامترات الأداء في حالة غلي الماء بين نموذج الفرن المقترح ومجموعة من نماذج طباقات أخرى.
116	الجدول رقم (6.3): مقارنة بارامترات الأداء في حالة تسخين الزيت بين نموذج الفرن المقترح ونموذجين سابقين.
121	الجدول رقم (7.3): مقارنة القيم النظرية مع التجريبية لدرجة حرارة كل من الغطاءين الزجاجيين والصفحة الماصة عند سرعة رياح 1.1 [m/s] وقيم مختلفة للاستطاعة الكهربائية.
122	الجدول رقم (8.3): مقارنة القيم النظرية مع التجريبية لدرجة حرارة كل من الغطاءين الزجاجيين والصفحة الماصة عند سرعة رياح 1.8 [m/s] وقيم مختلفة للاستطاعة الكهربائية.
122	الجدول رقم (9.3): مقارنة القيم النظرية مع التجريبية لدرجة حرارة كل من الغطاءين الزجاجيين والصفحة الماصة عند سرعة رياح 2.6 [m/s] وقيم مختلفة للاستطاعة الكهربائية.
124	الجدول رقم (10.3): القيم الوسطية للخطأ المطلق والنسبي في درجات حرارة الصفحة الماصة والغطائين الزجاجيين عند سرعات الرياح المختلفة.
132	الجدول رقم (1.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة غلي الماء في النموذج Model_1.
133	الجدول رقم (2.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في النموذج Model_1.

- 133 الجدول رقم (3.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_1.
- الجدول رقم (4.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة غلي الماء في النموذج Model_2.
- 134 الجدول رقم (5.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في النموذج Model_2.
- 134 الجدول رقم (6.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_2.
- 135 الجدول رقم (7.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة غلي الماء في النموذج Model_3.
- 136 الجدول رقم (8.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في النموذج Model_3.
- 136 الجدول رقم (9.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_3.
- الجدول رقم (10.4): توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية غلي الماء في النموذجين Model_2 و Model_3.
- 137 الجدول رقم (11.4): توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية تسخين الزيت في النموذجين Model_2 و Model_3.
- 137 الجدول رقم (12.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة غلي الماء في النموذج Model_4.
- 137 الجدول رقم (13.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في النموذج Model_4.
- 138 الجدول رقم (14.4): توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية غلي الماء في النموذجين Model_2 و Model_4.
- 138 الجدول رقم (15.4): توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية تسخين الزيت في النموذجين Model_2 و Model_4.
- 138 الجدول رقم (16.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_4.
- الجدول رقم (17.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة غلي الماء في النموذج Model_5.
- 139 الجدول رقم (18.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في النموذج Model_5.
- 139 الجدول رقم (19.4): توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية غلي الماء في النموذجين Model_2 و Model_5.
- 139

- الجدول رقم (20.4): توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية تسخين الزيت في النموذجين Model_2 و Model_5. 140
- الجدول رقم (21.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_5. 140
- الجدول رقم (22.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في النموذج Model_2 بعد تعديل الإصدارية في حالة غلي الماء. 141
- الجدول رقم (23.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في النموذج Model_2 بعد تعديل الإصدارية في حالة تسخين الزيت. 142
- الجدول رقم (24.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_2 بعد تعديل إصدارية الصفحة. 142
- الجدول رقم (25.4): مؤشرات الأداء الحراري للنماذج Model_3,4,5 بعد تعديل إصدارية الصفحة الماصة. 142
- الجدول رقم (26.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة لوعاء الطهي في حالتها غلي الماء وتسخين الزيت في النموذج Model_4 بعد تعديل إصدارية الصفحة الماصة. 143
- الجدول رقم (27.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة ووعاء الطهي في حالتها غلي الماء وتسخين الزيت في النموذج Model_4 بعد تعديل إصدارية كل من الصفحة والوعاء. 143
- الجدول رقم (28.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_4 بعد تعديل إصدارية الصفحة ووعاء الطهي. 144

الرموز الرئيسية					
الرمز	تعريفه	الواحدة	الرمز	تعريفه	الواحدة
A	مساحة السطح	[m ²]	L	الطول	[m]
c _p	السعة الحرارية النوعية	[J/kgK]	m	الوزن	[kg]
G	الإشعاع الشمسي الممتص	[W/m ²]	Q	معدل انتقال الحرارة	[W]
g	تسارع الجاذبية الأرضية	[m/s ²]	T	درجة الحرارة	[K]
h	معامل انتقال الحرارة	[W/m ² K]	t	الزمن , درجة الحرارة	[°C] , [s]
I	شدة الإشعاع الشمسي	[W/m ²]	U	معامل انتقال الحرارة الإجمالي	[W/m ² K]
J	معدل الطاقة الإشعاعية	[W/m ²]	V	السرعة	[m/s]
k	الإيصالية الحرارية	[W/mK]	W	العرض	[m]
رموز الدليل السفلي					
a	الهواء الداخلي	-	oven	الفرن	-
ab	الصفحة الماصة	-	ins	العزل الحراري	-
amb	الوسط المحيط	-	p	وعاء الطهي	-
b	الجدران الداخلية	-	r, rad	بالإشعاع	-
cal	محسوب	-	sky	السما	-
con	بالتوصيل	-	w	الماء	-
c, cov	بالحمل الحر	-	wind	الرياح	-
exp	تجريبي	-	vo	الزيت النباتي	-
g	الغطاء الزجاجي	-	system	النظام	-
الرموز اللاتينية					
α	الامتصاصية	-	θ	زاوية الميلان	[°]
ε	الإصدارية	-	σ	ثابت ستيفان بولتزمان	[W/m ² K ⁴]
η	الكفاءة	-	τ	النفاذية	-
المصطلحات					
AE	الخطأ المطلق	-	MRE	الخطأ النسبي الوسطي	-
MAE	الخطأ المطلق الوسطي	-	RE	الخطأ النسبي	-

مدخل إلى تصميم الفرن الشمسي

Introduction to the Design of the Solar Oven

1.1. مقدمة Introduction:

الطاقة هي مقدار ترموديناميكي يعبر عن قدرة النظام الفيزيائي على القيام بالعمل. إلى جانب معناها الفيزيائي، فإن لها أهمية كبيرة على صعيد علاقتنا مع البيئة. إن البحث في حل المشاكل المتعلقة بالطاقة مهم إلى حد كبير نظراً لأن الحياة متأثرة بشكل مباشر بها وباستهلاكها. لا زالت مصادر الطاقة المعتمدة على الوقود الأحفوري تهيمن بأكبر حصة على استهلاك الطاقة العالمي، مع ذلك فإن توليد الطاقة النظيفة يصبح أكثر أهمية يوماً بعد يوم بسبب الأهمية المتنامية للقضايا والمشاكل البيئية.

بعد أزمة النفط في عام 1973 ومع ارتفاع أسعار الوقود، لوحظ تحفيز قوي للبحث في تقنيات الطاقة المتجددة. حالياً، تؤمن مصادر الطاقة المتجددة حوالي 14% من الطلب الإجمالي العالمي على الطاقة وإمكانياتها المستقبلية جديرة بالملاحظة. [1]

من بين تقنيات الطاقة المتجددة، تعتبر الطاقة الشمسية واحدة من أكثر الخيارات الواعدة نظراً لأنها مجانية وتعطي طاقة نظيفة وصديقة للبيئة، حيث تستقبل الأرض حوالي 3.85×10^6 [EJ] من هذه الطاقة كل عام. تقدم الطاقة الشمسية تشكيلة واسعة من التطبيقات لاستغلال هذا المصدر المتاح من الطاقة. من بين التطبيقات الحرارية للطاقة الشمسية يعتبر الطهي الشمسي واحداً من أبسط الخيارات وأكثرها جاذبية وقابلية للتطبيق. [1]

في المناطق الريفية من معظم الدول النامية تُستخدم كمية كبيرة من مصادر الطاقة المتوفرة من أجل الطهي. يتم تأمين الطاقة المطلوبة للطهي بواسطة أنواع غير تجارية من الوقود، كالحطب والنفايات الزراعية والمخلفات الحيوانية، كما هو الحال في إفريقيا. كذلك في الهند، يشكل الطلب على الطاقة من أجل الطهي 36% من استهلاك الطاقة الأولية الإجمالي. وفقاً للتقارير لا تزال 90% من المنازل الريفية في الهند تعتمد على الأنواع غير التجارية من الوقود. من ناحية أخرى، في المناطق المدنية ينفق السكان الكثير من المال على الوقود التقليدي (الكهرباء، الغاز، الوقود السائل) والذي يمكن اعتباره نفقة رئيسية كبيرة وخصوصاً للعائلات الفقيرة.

إلى جانب الأعباء البيئية والاقتصادية لاستخدام الوقود التقليدي فإن هناك بعض المشاكل الصحية الخطيرة التي تنتج عن استخدام بعض أنواعه كالحروق والاضطرابات العينية والأمراض الرئوية، كما تؤكد منظمة الصحة العالمية أن 1.6 مليون وفيه في السنة تحدث بسبب تلوث الهواء الداخلي. لذلك فإن هناك اهتماماً متزايداً فيما يتعلق بخيارات الطاقة المتجددة لتلبية متطلبات الطهي للسكان في الدول النامية. [1]

من المعروف أن معظم الدول النامية المكتظة بالسكان تنعم بوفرة من الإشعاع الشمسي بمتوسط شدة إشعاع يومية في المجال $[5-7 \text{ kWh/m}^2]$ ومع أكثر من 275 يوم مشمس في العام. من وجهة النظر هذه يمكن القول وبسهولة إن الطباخات الشمسية تملك إمكانية كبيرة في تلك الدول لتلبية متطلبات الطاقة وخصوصاً في القطاع السكني، بالإضافة إلى أنه لاستخدام الطباخات الشمسية ميزات كثيرة كعدم وجود تكاليف دورية والديمومة الكبيرة [2]، كما تعتبر الطباخات الشمسية الخيار الأفضل لتلبية متطلبات الطاقة للطهي الجماعي (مواسم الحج أو مخيمات اللاجئين) حيث يمكن توفير كميات كبيرة من الوقود. [3]

بالرغم من هذه الميزات فإن العقبة الرئيسية في وجه انتشارها هو صعوبة تقبلها لكونها تقنية جديدة والطبيعة المنقطعة للإشعاع الشمسي ومحدودية المكان في المناطق المدنية والتكاليف الأولية الكبيرة لها ومشاكل في التلائم معها، بالإضافة إلى أن نمط الحياة المدنية المتسارع يسوغ الحاجة لطهي أسرع في المستقبل. [2] وبالتالي فإن هناك حاجة لمبادرات بحثية وبرامج ترويجية للنجاح في تسويق الطباخات الشمسية كحل بديل عن الطباخات التقليدية. إن الترويج للطباخات الشمسية يساعد في الحفاظ على الوقود التقليدي كالحطب والمخلفات الزراعية والحيوانية في المناطق الريفية، والغاز والوقود السائل والكهرباء في المناطق المدنية. حيث يساعد الحفاظ على الحطب في حماية النظام البيئي كما يمكن استخدام المخلفات الزراعية والحيوانية كسماد طبيعي يساهم في تحسين إنتاج المزروعات. إضافة إلى ذلك، سيؤدي استخدام الطباخات الشمسية إلى تخفيض انبعاثات غاز ثاني أكسيد الكربون إلى البيئة. [2,3]

تم في هذا الفصل تقديم دراسة مرجعية شاملة لتقنية الطهي الشمسي مع تقديم توصيات مناسبة لتحسين الأداء الحالي للطباخات الشمسية واقتراح تصميم جديد لفرن شمسي يستخدم مجمعاً شمسياً تركيزياً هو عدسة فريسنل.

2.1. لمحة تاريخية عن تقنية الطهي الشمسي Historic overview of solar cooking technology:

يعود تاريخ الطباخات الشمسية إلى القرن الثامن عشر، حيث ذكرت تقارير أن أولى التجارب على الطباخات الشمسية تم إجراؤها من قبل فيزيائي ألماني اسمه Tschirnhausen خلال الفترة بين العامين 1651 و 1708. بعدها حاول فيزيائي فرنسي سويسري Horace de Saussure في عام 1767 الطهي باستخدام الطاقة الشمسية من خلال صنع دفيئة مصغرة من خمس طبقات من الصناديق الزجاجية مقلوبة رأساً على عقب موضوعة على طاولة سوداء وأعلن عن طهيهِ للفاكهة.

في القرن التاسع عشر حاول عالم الفلك الإنكليزي Sir John Herchel الطهي في صندوق معزول مماثل في حملة إلى جنوب إفريقيا في عام 1830، كما قام عالم الرياضيات الفرنسي Augustin Mouchot في عام 1860 بدمج مفهومي صندوق المصيدة الحرارية والمرآة الحارقة وصنع فرن شمسي فعال. بعد بضعة أعوام من

ذلك وبالتحديد في عام 1867 طور W. Adams فرنًا مثمنًا مزوداً بثماني مرايا تم فيه طهي حصص طعام لسبعة جنود خلال ساعتين، وفي نفس العام اعتُبر Charles G. Abbot أول مخترع مُسجّل للطباخات الشمسية التي يكون فيها المجمع الشمسي في الخارج والطباخ داخل المنزل ويتم نقل الحرارة من المجمع إلى الطباخ عن طريق دارة زيت. بعدها بعام واحد صمم Mouchot طباخات شمسية للجنود الفرنسيين في الجزائر، تضمنت قمعاً معدنياً لامعاً مصنوعاً من مقطع من دائرة زاويته 105.5° .

في القرن العشرين وتحديداً في الثلاثينيات منه أرسلت فرنسا الكثير من الطباخات الشمسية إلى مستعمراتها في إفريقيا. من جانب آخر، بدأت الهند بدراسة الطاقة الشمسية كخيار بديل عن الخشب والبقايا الزراعية ومخلفات الحيوانات لتجنب إزالة الغابات واستنزاف التربة من سمادها الطبيعي.

في الأربعينيات من نفس القرن، قامت Maria Telkes في الولايات المتحدة الأمريكية بدراسة أنواع متعددة من الطباخات الشمسية وتضمن بعضها مواد كيميائية خازنة للحرارة، كما نشرت فيما بعد كتاباً أسمته "الأفران الشمسية". خلال هذه الفترة أيضاً تم إنتاج أول طباخ شمسي صندوقي تجاري من قبل مخترع هندي يدعى M.K. Ghosh. في الخمسينيات قام باحثون هنديون في المخابر الحكومية بتصميم وتصنيع أفران شمسية تجارية، لكن لم يتم تقبلها بسهولة نظراً لوجود بدائل أقل تكلفة. من ناحية أخرى قدم الباحثان Farrington Daniels و George Lof من جامعة Wisconsin في الولايات المتحدة الأمريكية طباخات تركيزية لاقت شيئاً من القبول. انطلقت كذلك في عام 1955 الجمعية الدولية للطاقة الشمسية International Solar Energy Society (ISES) بوصفها جمعية لعلوم الطاقة الشمسية التطبيقية والتي تم في مؤتمرها الأول تقديم العديد من الطباخات الشمسية العملية، وفي ذلك الوقت كانت الأسس التقنية للطهي الشمسي قد أصبحت معروفة. كما قامت جمعية الأمم المتحدة للأغذية والزراعة FAO في نفس الفترة بدراسة قدرة كل من الطباخ الشمسي القطعي المكافئ والفرن الشمسي على تسخين الماء. تلا ذلك عقد مؤتمر للأمم المتحدة في عام 1961 حول مصادر الطاقة الجديدة وتضمن تقنية الطهي الشمسي.

في السبعينيات وكنتيجة لارتفاع أسعار الوقود بسبب أزمة النفط، لوحظ اهتمام مكثف حول العالم بتقنيات الطاقة المتجددة، كما دفع انتشار إزالة الغابات حكومتي الهند والصين للبحث والترويج للطهي الشمسي. من ناحية أخرى وفي الولايات المتحدة الأمريكية قامت Barbra Kerr بصنع أنواع متعددة من الطباخات الشمسية الصندوقية والتركيزية باستخدام مواد بسيطة معاد تدويرها.

في الثمانينيات قامت بعض الحكومات ولا سيما حكومتي الهند والصين بتوسيع الترويج الوطني للطباخات الشمسية من النوع الصندوقي. خلال هذه الفترة قدم الباحث Mullick ورفاقه طريقة لتحليل الأداء الحراري للطباخات الشمسية. في مطلع القرن الحادي والعشرين وتحديداً في عام 2000 تم تقديم مقترح لمعيار عالمي لاختبار الطباخات الشمسية من قبل الباحث Funk.

في السنوات الأخيرة بذلت جهود مكثفة للتمكن من تحسين قدرة الطهي للطباخات الشمسية، كما تم إجراء الكثير من الدراسات التحليلية والعددية والتجريبية على تصاميم جديدة لطباخات شمسية من قبل العديد من الباحثين. [1,4]

يعتبر الطهي الشمسي اليوم تقنية واعدة جداً بإمكانياتها لتضييق الفجوة بين مصادر الطاقة المتجددة والتقليدية.

3.1. تعريف الطباخ الشمسي وآلية عمله وتصنيفاته Solar cooker definition, mechanism :of operation and classifications

1.3.1. تعريفه Definition:

الطباخ الشمسي هو مبادل طاقي شمسي مصمم خصيصاً لإيصال الحرارة إلى الطعام بهدف رفع درجة حرارته والتسبب بالتحولات الكيميائية المرتبطة بعملية الطهي.

من خلال تأمينه للطاقة اللازمة يكمل الطباخ الشمسي أو يحل محل الوقود التقليدي، وبالتالي يخدم غرضين مهمين هما تخفيض تكاليف الطهي على العائلة من خلال تقليل الحاجة لشراء الوقود والحفاظ عليه من أجل استخدامات أخرى وحماية البيئة. [5]

2.3.1. آلية عمله Mechanism of operation:

تعتمد الطباخات الشمسية في عملها على ثلاث عمليات فيزيائية هي:

• الجمع Collection:

الهدف من عملية الجمع هو توجيه أشعة الشمس نحو سطح ماص، حيث تبدأ هذه العملية عندما تسقط أشعة الشمس على المجمع. تتناسب كمية الطاقة الإجمالية التي يتم جمعها طردياً مع مساحة السطح المستخدم للجمع، وحتى تكون كمية الطاقة التي يتم جمعها أكبر ما يمكن يجب أن تكون أشعة الشمس عمودية على سطح المجمع، يتطلب هذا الأمر تعقب الشمس وفق محورين؛ يتبع الأول الحركة اليومية من الشرق إلى الغرب ويتبع الثاني الحركة السنوية من زاوية خط أفق $L-23.45^{\circ}$ إلى $L+23.45^{\circ}$ ، حيث L هو خط العرض المحلي. تُحدّد التقنية المتبعة لنقل الأشعة التي يتم جمعها إلى الماص من خلال موقع السطح الماص نسبةً إلى المجمع، حيث إن هناك خيارين لعملية النقل هذه وهما الانعكاس من خلال استخدام سطوح عاكسة أو النفاذ من خلال استخدام عدسات شفافة. [6]

• الامتصاص Absorption:

عند وصول أشعة الشمس إلى السطح الماص تتحول إلى طاقة حرارية. يطلق على نسبة الطاقة الصادرة عن السطح الماص إلى الطاقة الممتصة من قبله مصطلح كفاءة الامتصاص. العاملان اللذان يحكمان هذه الكفاءة هما الإصدارية والامتصاصية، حيث تزداد الكفاءة بازدياد نسبة الامتصاصية إلى الإصدارية.

هناك آليتان يمكن من خلالهما زيادة معدل الامتصاصية هما:

(1) الشكل الهندسي للسطح، كتزويده بزعانف fins، حيث تحجز الزعانف أشعة الشمس من خلال زيادة عدد الانعكاسات التي يخضع لها الإشعاع الوارد قبل أن يمتص في النهاية.

و(2) الطلاء الانتقائي Selective coatings، حيث تعتبر مثل هذه المواد (ذات معدلات الامتصاصية العالية ومعدلات الامتصاصية إلى الإصدارية العالية) مرغوبة جداً لتطبيقات تحويل الطاقة الشمسية، كما تتمتع المواد ذات اللون الداكن (كالطلاء الأسود) بمعدل امتصاصية عالٍ أيضاً. [6]

• نقل الحرارة وتخزينها Heat transfer and storage:

هناك عدة آليات لتخزين الحرارة ونقلها إلى الطعام بحيث تكون الضياعات الحرارية أقل ما يمكن. التقنيات الثلاثة الرئيسية لتخزين الحرارة هي التخزين المحسوس والتخزين الكامن والتخزين من خلال تفاعل كيميائي حراري. [6]

3.3.1. تصنيفاته Classifications:

هناك طرازات عديدة من الطباخات الشمسية في العالم وهي تُطَوَّر وتُحَسَّن باستمرار من قبل الباحثين والمصنّعين، لذلك فإن تصنيفها يعتبر عملاً صعباً. لكن بشكل عام يمكن تصنيف الطباخات الشمسية وفق الآتي: (1) آلية انتقال الحرارة إلى وعاء الطهي و(2) آلية تخزين الحرارة، ويبين الشكل رقم (1.1) هذا التصنيف للطباخات الشمسية. [2]

1.3.3.1. حسب آلية انتقال الحرارة إلى وعاء الطهي According to heat transfer mechanism to the cooking pot:

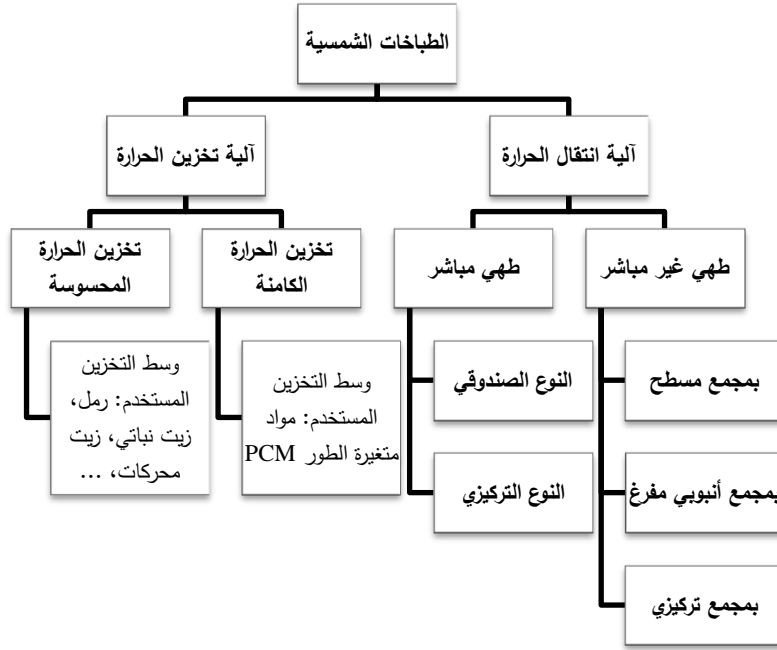
تصنف الطباخات الشمسية وفقاً لآلية انتقال الحرارة إلى وعاء الطهي إلى طباخات من النوع المباشر وأخرى من النوع غير المباشر. تستخدم الطباخات الشمسية من النوع المباشر الإشعاع الشمسي مباشرةً في عملية الطهي بينما يستخدم النوع غير المباشر مائعاً ناقلاً للحرارة لنقل الحرارة من المجمع إلى وحدة الطهي. [2]

• الطباخات من النوع المباشر Direct type solar cookers:

الطباخات من النوع المباشر الأكثر انتشاراً والأنجح تجارياً هي الطباخات من النوعين الصندوقي والتركيزي.

الطباخات الصندوقية Box type solar cookers:

الطباخ الشمسي الصندوقي هو عبارة عن صندوق معزول ومزود بغطاء شفاف مفرد أو متعدد. يعتمد هذا النوع من الطباخات في عملية الطهي على تأثير الدفيئة الذي يسمح فيه الغطاء الشفاف بمرور الإشعاع الشمسي قصير الموجة ولكنه غير نفوذ للإشعاع طويل الموجة القادم من الأجسام الساخنة بداخله. كما يمكن في هذا النوع من الطباخات استخدام سطوح عاكسة مستوية (مرايا) لعكس إشعاع شمسي إضافي إلى حجرة الطهي.



الشكل رقم (1.1): تصنيف الطباخات الشمسية.

يستوعب عادةً هذا النوع من الطباخات عدة أوعية وتعتمد سرعة الطهي فيه على تصميم الطباخ وكفاءته الحرارية. يبين الشكل رقم (2.1) صورة لطباخ شمسي صندوقي تقليدي. [2]



الشكل رقم (2.1): الطباخ الشمسي من النوع الصندوقي.

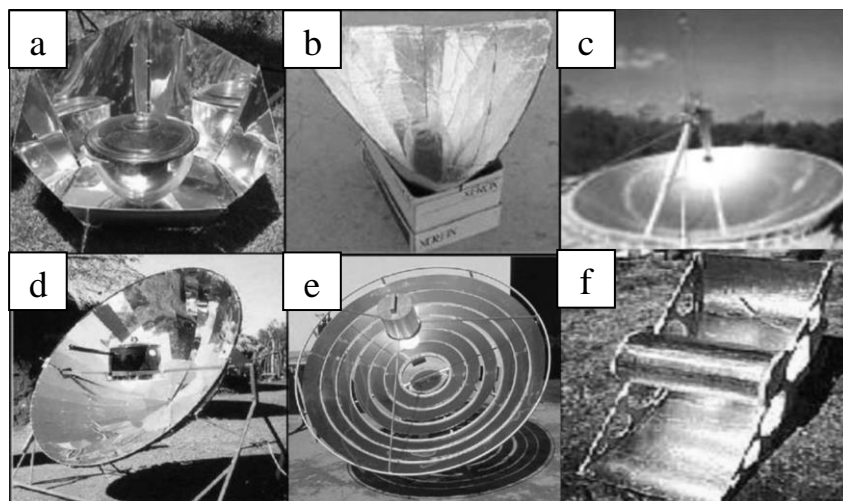
من ميزات الطباخ الصندوقي: البساطة في البنية، وتشغيله بالحد الأدنى من المراقبة المطلوبة أثناء عملية الطهي، كما أنه أكثر استقراراً ويعمل بشكل مرضٍ حتى عندما يكون هناك رياح ودرجات حرارة خارجية منخفضة وغطاء غيمي منقطع، ويستطيع الحفاظ على الطعام ساخناً لفترة زمنية طويلة. إضافةً إلى أن هذه الطباخات لا تولد توهجاً ولا يوجد فيها خطر إحداث حريق أو التسبب بحروق للمستخدم.

من مساوئ هذا الطباخ ببطء عملية الطهي فيه بسبب درجات حرارة عمله المنخفضة، وذلك لأن نسب التركيز فيه منخفضة حتى ولو كان مزوداً بمرايا تعزيز (تصل إلى 10)، حيث تصل درجة الحرارة فيه إلى حوالي

[100°C]، عند هذه الدرجة يمكن الطهي من خلال الغلي. [2]

الطباخات التركيزية Concentrating type solar cookers:

يتألف هذا النوع من الطباخات من مجمع تركيزي ووعاء طهي يوضع في نقطة التركيز للطباخ ومنصة لدعم نظام الطهي. تعمل هذه الطباخات وفق محور تتبع واحد أو محورين وتصل نسب التركيز فيها إلى 50 درجة الحرارة إلى $300 [^{\circ}\text{C}]$ ، حيث تعتبر هذه الدرجة مناسبة لجميع أنواع الطهي (غلي، قلي، خبز، شي). الطباخات التي تركز الضوء من الأعلى والأخرى التي تركز الضوء من الأسفل هما النوعان الرئيسيان للطباخات الشمسية التركيزية. في النوع الأول هناك الطباخ المسطح (a) solar panel cooker وطباخ القمع (b) funnel cooker. في النوع الثاني هناك الطباخ ذو العاكس الكروي (c) spherical reflector والطباخ ذو العاكس القطعي المكافئ (d) parabolic reflector والطباخ ذو عاكس فريسنل (e) Fresnel reflector والطباخ ذو المركز القطعي المكافئ الأسطواني (f) cylindro-parabolic reflector، كما هو مبين في الشكل رقم (3.1). [2]



الشكل رقم (3.1): الطباخات من النوع التركيزي: (a) الطباخ المسطح، (b) طباخ القمع، (c) الطباخ ذو العاكس الكروي، (d) الطباخ ذو العاكس القطعي المكافئ، (e) الطباخ ذو عاكس فريسنل، (f) الطباخ ذو العاكس القطعي المكافئ الأسطواني.

من ميزات الطباخات التركيزية: درجات الحرارة فيها أعلى وبالتالي هناك إمكانية لطهي أي نوع من الطعام، كما أنها تسخن بسرعة. من مساوئها: الضياعات الحرارية فيها كبيرة لأنها غير معزولة، وتحتاج لأن يكون العاكس فيها ذا نقاوة عالية وهو أمر من الصعب التحكم به في بعض الأحيان، وحجمها الكبير، وتكلفتها الكبيرة، وخطر إحداث حريق أو التسبب بحروق للمستخدم، والحاجة لتعديل الاتجاه باستمرار لتتبع حركة الشمس. [2,3]

• الطباخات من النوع غير المباشر Indirect type solar cookers:

في هذا النوع من الطباخات يكون وعاء الطهي بعيداً عن المجمع الشمسي ويكون هناك حاجة لوسط ناقل لنقل الحرارة إلى الوعاء. الطباخات الشمسية ذات المجمع المسطح والمجمع الأنبوبي المفرغ والمجمع التركيزي هي الأنواع المتوفرة تجارياً ضمن هذه الفئة من الطباخات.

من ميزات هذا النوع من الطباخات: إمكانية الطهي في الظل أو داخل البناء بسبب الفصل المكاني بين المجمع والفرن، وإمكانية التحكم بتدفق الحرارة إلى أوعية الطهي، ولكنها تحتاج لنظام فعال لنقل الحرارة من المجمع إلى سطح الطهي دون حدوث انخفاض ملحوظ في درجة الحرارة.[2]

2.3.3.1. حسب آلية تخزين الحرارة According to heat storage mechanism:

يكون تخزين الطاقة الحرارية أساسياً متى كان هناك عدم توافق بين إمداد الطاقة واستهلاكها. يجب أن تحتوي الطباخات الشمسية على مادة خازنة لتخزين الطاقة الحرارية وذلك لحل مشكلة الطهي بسبب الغيوم المتتالية في النهار أو في أوقات غياب الشمس.

يمكن تخزين الطاقة الحرارية كحرارة محسوسة أو كامنة أو مزيج منها.[2]

• تخزين الحرارة المحسوسة Sensible heat storage:

في هذا النوع من التخزين يتم تخزين الحرارة من خلال رفع درجة حرارة مادة ما صلبة أو سائلة. من القيود الأساسية (نقاط القصر) لمواد تخزين الحرارة المحسوسة: السعة الحرارية النوعية المنخفضة للمادة وانخفاض فعالية الطهي مع انخفاض درجة حرارتها أثناء عملية التبريد.[2]

• تخزين الحرارة الكامنة Latent heat storage:

يستفيد هذا النوع من التخزين من الطاقة التي يتم اختزانها عندما تتحول مادة ما من طور إلى آخر. يتميز التخزين بهذه الطريقة بثبات درجة الحرارة أثناء عملية التبريد.[2]

هناك عدد كبير من الباحثين والعلماء والأكاديميين المشاركين في تطوير الطباخات الشمسية للتطبيقات العملية ويلاحظ مؤخراً اهتمام كبير في مجال تصميم وتطوير واختبار أنواع متعددة من الطباخات الشمسية كالأشكال الصندوقية والتركيزية والأفران.[3] لكن لا بد من الإشارة إلى أن معظم التطويرات والتعديلات كانت تتم على نحو مميز على الطباخات من النوع الصندوقي بسبب بساطتها وتجاوب المستخدمين معها.[4]

من المتوقع من الطباخات الشمسية التركيزية أن تعطي أداءً عالياً بسبب مساحة الجمع الكبيرة المستخدمة فيها، لكن الكمية الصافية من الحرارة المستفادة منها في هذا النوع من الطباخات لا زالت منخفضة. يمكن أن يعزى ذلك للكمية الكبيرة من الحرارة الضائعة من أوعية الطهي المكشوفة المستخدمة فيها.[3]

إن تقديم مفهوم الفرن الشمسي **Oven type solar cooker** كطريقة بديلة لجمع الطاقة الشمسية المركزة سيعزز بشكل كبير من الكفاءة الإجمالية للطباخ، حيث يجمع هذا النوع من الطباخات الشمسية بين الطباخات الصندوقية، من حيث استخدام صندوق معزول ومزود بغطاء زجاجي، والتركيزية، من حيث استخدام مجمع شمسي تركيزي ذي مساحة جمع كبيرة.[3]

4.1. مبادئ الطهي ومتطلبات الطباخ الشمسي Cooking principles and solar cooker requirements

1.4.1. مبادئ الطهي Cooking principles

بالرغم من وجود طرق كثيرة لطهي الأطعمة فإنه يمكن إيجاز بعض الطرق الرئيسية وهي الغلي boiling والقلي frying والخبز baking والشوي roasting. في الغلي والقلي تنتقل الحرارة إلى الطعام عبر السائل المغمور فيه والذي يتم تسخينه ضمن وعاء الطهي، بينما في الخبز والشوي تنتقل الحرارة بالحمل من الهواء الساخن المحيط بالطعام وأحياناً بالإشعاع من الأسطح الساخنة. في جميع هذه العمليات يجب أولاً أن يتم رفع درجة حرارة الطعام إلى درجة حرارة محددة وهي درجة حرارة الطهي ومن ثم الحفاظ عليه عند هذه الدرجة لفترة كافية من الزمن لإحداث التحولات الكيميائية والفيزيائية المطلوبة والتي تتطوي عليها عملية الطهي. تعتبر كميات الحرارة اللازمة لمعظم هذه التحولات صغيرة وغير مهمة مقارنةً بكمية الحرارة المطلوبة لرفع درجة حرارة الطعام والضياعات الحرارية التي تحدث عادةً خلال الطهي. [5]

فيما يتعلق بكمية الحرارة المطلوبة لتسخين الأطعمة إلى درجة حرارة الطهي فإن معظم الأطعمة تحتوي على نسب كبيرة من الماء وتسخينها يحتاج تقريباً إلى 4.18 [kJ] لكل 1 [kg] لكل 1°C ، وكلما كان معدل إضافة الحرارة إلى الطعام والوعاء وأي سائل طهي إضافي أعلى، كان وصوله إلى درجة الحرارة المطلوبة أسرع. إذن، وما لم يكن تبخير الماء جزءاً ضرورياً من عملية الطهي، تكون سرعة الطهي مستقلة عملياً عن معدل إضافة الحرارة طالما يتم تعويض الضياعات الحرارية. لذلك فإن وجود فروقات في الفترات الزمنية المطلوبة لطهي كميات متساوية من الأطعمة باستخدام طبابخ باستطاعات حرارية مختلفة يعود بشكل رئيسي للفترات المختلفة المستغرقة في تسخينها.

تكون عادةً الحرارة المستهلكة في تبخير الماء الموجود في الطعام أو المضاف إليه هي الأكبر من بين الضياعات الحرارية (حوالي 2500 [kJ/kg])، يليها في الأهمية الضياعات الحرارية بالحمل من الأوعية وجدران الفرن. في حال كانت استطاعة مصدر الطاقة محدودة، فإنه يصبح من المهم التحكم بهذه الضياعات من خلال استخدام أغطية لأوعية الطهي وعزل حجر الطهي (الأفران) وغيرها من الوسائل. [5]

في الغالب، يتم الطهي المنزلي إما في وعاء يتم تسخينه من الأسفل بالنار المباشرة كما هو الحال في الغلي أو القلي، أو في فرن يتم تزويده بالهواء الساخن من حجرة لحرق الوقود كما هو الحال في الخبز والشوي. لا تتفاوت درجات حرارة الطعام الفعلية اللازمة لمعظم عمليات الطهي ضمن مجال واسع، لأن الماء في الأطعمة يقيد درجة حرارة طهيها بدرجة حرارة غليان الماء تقريباً، لكن تعتمد درجة حرارة المصدر الحراري إلى حد كبير على الأطعمة ونوع عملية الطهي. تشمل النار المباشرة على درجات حرارة تصل إلى حوالي ألف درجة، لذلك يكون هناك تدرج حراري كبير جداً في الطهي السطحي surface-type cooking المعتاد، وتكون معدلات انتقال الحرارة عالية.

من ناحية أخرى، يشتمل الطهي في الفرن على درجات حرارة للهواء تتراوح ضمن المجال $[200-250^{\circ}\text{C}]$ فقط، وبالتالي تكون معدلات انتقال الحرارة أقل وبشكل عام يكون هناك حاجة لفترات طهي أطول. في جميع أنواع الطهي تقريباً، وبالرغم من أن درجة الحرارة الأعظمية للطعام لا تتجاوز الـ $[100^{\circ}\text{C}]$ ، فإنه من الضروري تأمين مصدر حراري بدرجة حرارة أعلى بكثير من أجل الحصول على معدلات طهي مرضية. [5]

2.4.1. متطلبات الطباخ الشمسي Solar cooker requirements:

هناك اعتبار إضافي في حلول الطاقة الشمسية محل الوقود في أجهزة الطهي وهو معدل إمداد الطاقة المعتاد customary energy supply rate. بالرغم من أنه من الواضح أن معظم الطاقة لا يتم استخدامها بشكل مفيد وأنه يمكن تحقيق وفورات من خلال العزل وتقليل التبخر، فإنه يجب أخذ عادات الطهي بالحسبان. وبالتالي يجب أن يؤمن الطباخ الشمسي معدل إمداد طاقة مكافئاً للمعدل شائع الاستخدام بقدر ما يكون ذلك عملياً. تقدر استطاعة وحدات الطهي السطحي surface cooking units، التي تستخدم الكهرباء أو الغاز، وسطياً بحوالي 1 kW ، وهو معدل قادر على تسخين لترين من الماء إلى درجة حرارة الغليان خلال عشر دقائق تقريباً. تملك الأفران الأوتوماتيكية العائلية المخصصة للخبز والشاي معدلات إمداد طاقة تتراوح بين $2-4\text{ kW}$ لكن وفق نظام متقطع ومتحكم به حرارياً، مما قد يضع الاستهلاك الوسطي بحدود حوالي 1 kW .

يتضح من ذلك أنه من أجل أداء مكافئ تماماً للطباخات التي تستخدم الوقود، يجب أن يقدم الطباخ الشمسي حوالي 1 kW لوعاء الطهي. في حال لم يتم ذلك، إما يجب القبول بفترات طهي أطول أو استخدام كميات أصغر من الطعام أو تأكيد ممارسات الحفاظ على الطاقة الحرارية. [5]

يمكن تقييم أداء الطباخات الشمسية كمياً من خلال اعتبار توازنات الطاقة للنظام، كما هو الحال مع جميع أجهزة الطاقة الشمسية. لا تكون الطاقة المطلوبة من أجل عملية طهي محددة معرفة بشكل جيد دائماً ويمكن أن تتغير على نحو واسع حسب طرق الطهي المستخدمة، مثلاً سواء تم التحكم بضياعات التبخر من خلال استخدام غطاء على وعاء الطهي أم لا. هذا التباين في طرق وظروف الطهي يجعل من المرغوب فيه بناء تقييم الطباخ الشمسي على أساس قياس المعدل الصافي للحرارة المقدمة إلى الطعام أو وعائه، إضافةً إلى الزمن اللازم لطهي كمية محددة من الطعام. تصمم معظم الطباخات الشمسية بحيث تكون مكافئة بشكل معقول لأجهزة الطهي الأخرى التي ستحل محلها ولكن في الغالب بقدرة أقل. [5]

إن المشاكل الاقتصادية لاستخدام الطاقة الشمسية على الصعيد المنزلي هي أكثر تعقيداً منها على الصعيد الأكبر. قد تكون التكاليف النقدية للوقود المنزلي صفرًا في الدول المتخلفة، بسبب الاستخدام واسع الانتشار للخشب والنفايات التي يتم جمعها من قبل المستخدمين، لكن يكافئ انعدام النفقات النقدية قيمة الوقت المستغرق في جمع الوقود والخسائر الاقتصادية الناجمة عن تراجع الغابات واستنزاف التربة الناتجين عن الاحتطاب الجائر والقصور في تسميد التربة. هناك مشكلة اقتصادية أخرى وهي عوز الأشخاص الذين قد يستفيدون أكثر ما

يمكن من الطباخات الشمسية ولكنهم غير قادرين على تحمل النفقات الأولية لشرائها. قادت هذه العوامل معظم العاملين في هذا المجال لاستنتاج أنه ليكون للطباخات الشمسية أهمية على نطاق واسع فإنه يجب أن تكون تكلفتها منخفضة، وأن تكون مفيدة ومصنعة محلياً جزئياً أو كلياً.

بناءً عليه يمكن تلخيص المتطلبات الرئيسية للطباخ الشمسي حتى يكون ناجحاً بما يلي:

- يجب أن يتم فيه طهي الأطعمة بكفاءة. هذا يستلزم أن يكون قادراً على تأمين معدل طاقة كافٍ وبدرجة الحرارة اللازمة لكمية الطعام المطلوبة.
- يجب أن يكون متيناً بما فيه الكفاية بحيث يتحمل ظروف الاستخدام القاسية ويقاوم الضرر الذي قد تسببه الظروف الطبيعية، كالرياح، خلال فترة حياته.
- يجب أن يكون مقبول اجتماعياً ويتناسب مع عادات الطهي للمستخدمين.
- يجب أن يكون ممكناً من الناحية الاقتصادية للمستخدم بحيث يحصل على طباخ بتكلفة منخفضة بما فيه الكفاية ويستفيد مادياً من استخدامه.

5.1. البارامترات التصميمية وأثرها في أداء الطباخ الشمسي Design parameters and their effect on performance of solar cooker

ذكر في المقدمة أنه سيتم في هذا الفصل اقتراح تصميم جديد لطباخ شمسي من نوع الفرن، ولا بد قبل تقديم هذا التصميم من الاطلاع على أهم البارامترات التصميمية في كل من الطباخات الصندوقية والتركيزية، لكون النوع المعتبر مزيجاً من هذين النوعين، والاستفادة من التجارب السابقة للباحثين.

من المعلوم جيداً من الدراسات والأبحاث أن الأداء الحراري للطباخات الشمسية يعتمد بشكل كبير على مكوناتها الرئيسية. في حال كان الطباخ المعتبر من النوع الصندوقي فإن هذه المكونات ستكون مرايا التعزيز، الغطاء الشفاف، الصفيحة الماصة، وعاء الطهي، المادة الخازنة للحرارة والعزل الحراري. وفي حال كان الطباخ من النوع التركيزي فإن الصفات المميزة للسطوح العاكسة ستكون الفاعل الرئيسي. وبالتالي فإن أمثلة هذه البارامترات مهمة جداً للحصول على أقصى كفاءة. [1]

1. مرايا التعزيز Booster mirrors: تعتبر مرايا التعزيز مهمة إلى حد كبير للطباخات الشمسية من النوع

الصندوقية نظراً لأنها تسمح بسقوط كمية أكبر من الإشعاع الشمسي على السطح الناقل في الطباخ

وبالتالي الحصول على درجات حرارة أعلى تؤدي إلى تخفيض زمن الطهي وتحسين الكفاءة. [1,4]

2. الغطاء الشفاف Transparent cover: يُستخدم هذا الغطاء (زجاج أو بلاستيك) لتخفيف الضياعات

الحرارية بالحمل من الصفيحة الماصة إلى الوسط المحيط من خلال تعويقها الذي تسببه طبقة الهواء

بين الصفيحة والغطاء، كما يسمح بتقليل الضياعات الحرارية بالإشعاع من الصفيحة الماصة إلى الوسط

المحيط كذلك حيث إن الزجاج شفاف للإشعاع قصير الموجة المستقبل من الشمس ولكنه عاتم تقريباً للإشعاع الحراري طويل الموجة الصادر عن الصفيحة. [1,4]

3. الصفيحة الماصة Absorber plate: وهي من أكثر مكونات الطباخ الشمسي أهمية حيث إنها تمتص الطاقة المفيدة من الشمس لإنجاح عملية الطهي. يجب أن تتمتع هذه الصفيحة قبل كل شيء بامتصاصية عالية إلى حد كبير وذلك لتحويل أكبر قدر ممكن من طاقة الأشعة الشمسية إلى طاقة حرارية لتنتقل منها إلى الطعام في وعاء الطهي. [1]

4. وعاء الطهي Cooking pot: هو المكون الذي يكون في وضعية التوصيل الحراري مع الصفيحة الماصة لتلقي الطاقة الممتصة ونقلها إلى الطعام. يمكن استخدام أي نوع من أوعية الطهي في الطباخات الشمسية لكن يوصى بالأوعية ذات الشكل الأسطواني المصنوعة من الألمنيوم أو النحاس. [1]

5. المادة الخازنة للحرارة Heat storage material: من المعوقات فيما يتعلق بتقنية الطهي الشمسي أنها غير قادرة على العمل عند غياب الشمس. قام بعض الباحثين بجهود مكثفة من أجل التغلب على هذه المشكلة من خلال تخزين الحرارة. منهم من استفاد من الساعات الحرارية لبعض المواد، وهي كميات الحرارة التي يمكنها الاحتفاظ بها، حيث تستطيع بعض المواد الاحتفاظ بكميات كبيرة من الحرارة ونشرها ببطء. ومنهم من استفاد من الحرارة الكامنة المرافقة للتحويل الطوري لمواد أخرى. إضافة هذه المواد إلى جوانب أو أسفل الطباخ الشمسي يزيد من الحرارة المخزنة في الطباخ ويحسن من كفاءته. [1,4]

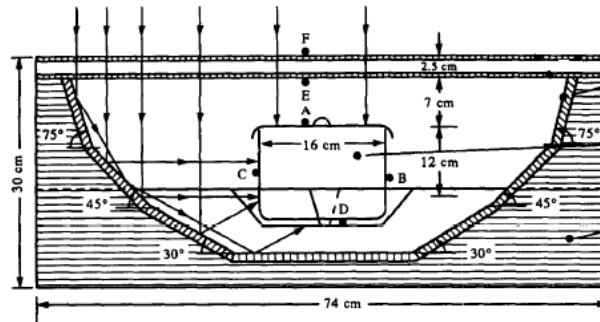
6. العزل الحراري Insulation: من الموثق جيداً في الأبحاث أن العزل الحراري هو من النقاط الرئيسية الأكثر أهمية في تصميم الطباخ الشمسي الصندوقي ليتمكن من أداء عمله بفعالية. يمكن استخدام جميع المواد ذات الإيصالية الحرارية المنخفضة كمواد عازلة في الطباخات الشمسية، لكن الهدف الأساسي لاختيار المادة يجب أن يكون تقليل الضياعات الحرارية من الطباخ إلى الوسط المحيط إلى أقل حد ممكن وبأقل تكلفة ممكنة. [1]

7. السطوح العاكسة التركيبية Reflecting concentrating surfaces: يُستخدم في الطباخات التركيبية المرايا متعددة الأوجه أو عواكس فريسنل أو المركّزات القطعية المكافئة للحصول على درجات حرارة عالية. [2] في هذا النوع من الطباخات يتطلب الأداء العالي انعكاسية عالية ودقة في شكل السطح العاكس. [5]

بعد الثمانينيات من القرن العشرين ركز الباحثون بصورة خاصة على أمثلة بارامترات الشكل الهندسي أو البارامترات التصميمية للطباخات الصندوقية نظراً لما لها من تأثير مهم في الأداء [1].

قام بعض الباحثين بتحليل تأثير مرايا التعزيز في كفاءة الطباخ الصندوقي حيث تُستخدم هذه المرايا لزيادة كفاءة الطباخ من خلال تأمين إشعاع شمسي إضافي. في هذا السياق، قام الباحث Narasimha ورفاقه بدراسة تأثير تزويد طباخ شمسي صندوقي بمرآة تعزيز مفردة قابلة للتعديل في موقع خط عرضه 18°N في الهند من أجل خمس زوايا ميل مختلفة للشمس من خلال تحليل تأثير تعديل المرآة ضمن ثلاث فئات (تعديل منقطع، تعديل مستمر، توجيه ثابت) على الطاقة الكلية الساقطة على فتحة الطباخ. [7] كما درسوا تأثير نسبة استطالة الفتحات المستطيلة للطباخ الصندوقي المزود بمرآة تعزيز مفردة على نمط جمع الطاقة ووجدوا أن أثرها كبير في الطاقة الإجمالية التي يتم جمعها حيث تملك الفتحات المستطيلة مع مرايا تعزيز جمع طاقة نوعياً أعلى مقارنةً بالفتحات المربعة المماثلة. [8] إلى جانب ذلك درس هذا الباحث نفسه ورفاقه تأثير خط العرض (الموقع) على كمية الطاقة التي تساهم بها مرآة التعزيز على فتحة الطباخ، وأظهرت الحسابات أن مساهمة المرآة بالطاقة تصبح أكبر بشكل متزايد مع ازدياد خط العرض للموقع، كما أن فعالية المرآة تكون أكبر خلال الانقلاب الشتوي وهو أمر مرغوب به. [9] إضافة إلى تقديم الباحثين لخوارزمية لتقييم مساهمة الطاقة الشمسية على مستقبل أفقي بواسطة مرايا التعزيز المستوية. [10]

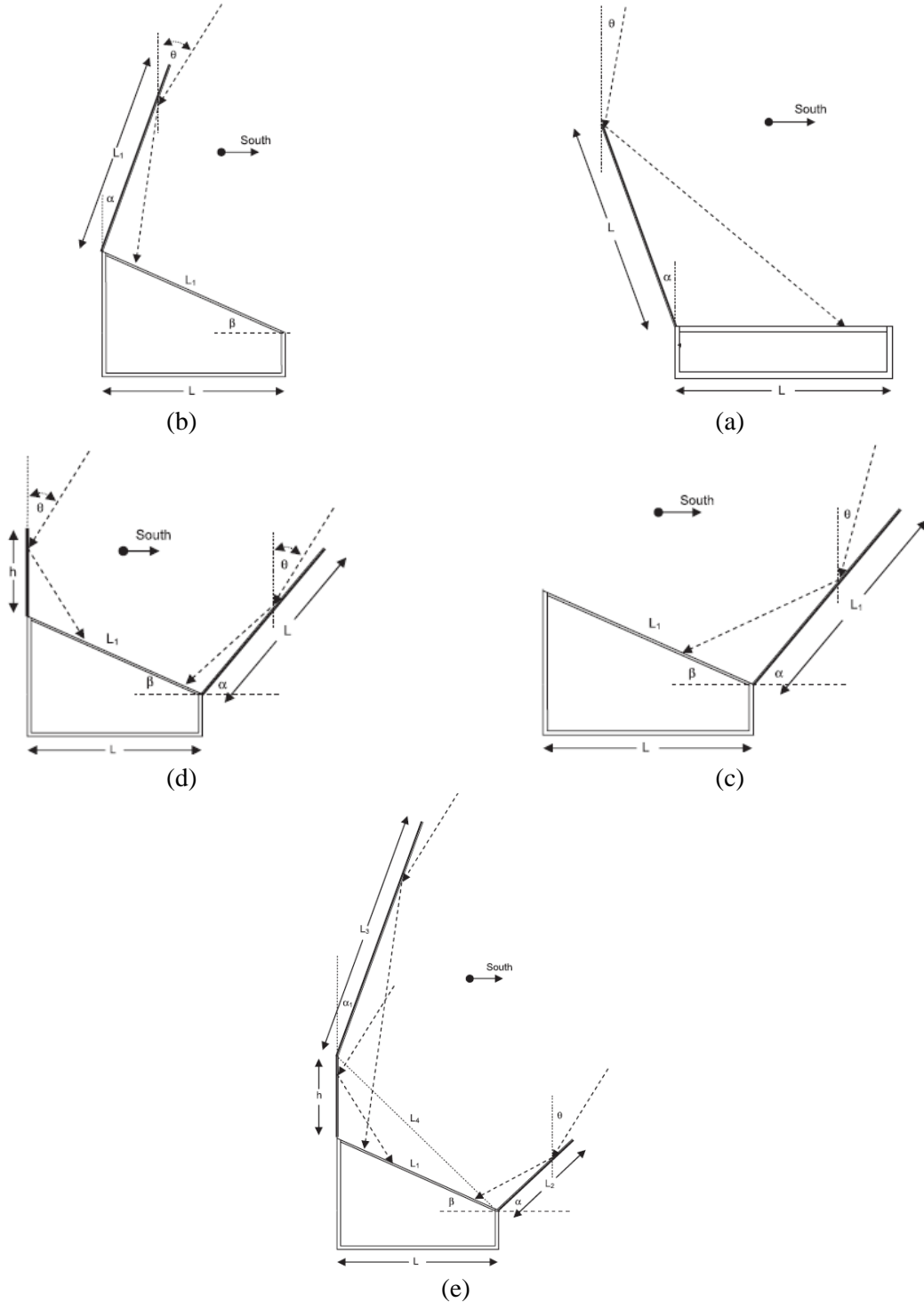
قدم باحث آخر هو El-Sebaei ورفاقه بحثاً قاموا فيه بتصميم وتصنيع طباخ شمسي صندوقي مزود بعواكس داخلية متدرجة تم ترتيبها بشكل ثلاثة تدرجات لصنع زوايا مختلفة مع الأفق مع إلغاء الصفيحة الماصة ووضع وعاء الطهي على حامل خاص معلق بواسطة قضيبين مثبتين مع الإطار الخارجي للطباخ، كما هو مبين في الشكل رقم (4.1). [11] في بحث لاحق قام الباحث نفسه ورفاقه بتزويد هذا الطباخ بعاكس خارجي بهدف تحسين أدائه وخصوصاً في فصل الشتاء. [12]



الشكل رقم (4.1): رسم تخطيطي للطباخ الصندوقي ذي العواكس الداخلية المتدرجة، El-Sebaei et al., 1994.

في هذا السياق أيضاً قام الباحثان Mirdha و Dhariwal بإجراء دراسة نظرية لعدة تصاميم لطباخات صندوقية بهدف أمثلة أدائها. انطلاقاً من الطباخ الصندوقي التقليدي درس الباحثان عدة تركيبات لمرايا التعزيز، كما هو مبين في الشكل رقم (5.1)، من أجل الوصول إلى تصميم نهائي محسّن لطباخ يمكن تثبيته على نافذة موجهة نحو الجنوب ويعطي درجات حرارة عالية لفترة طويلة خلال النهار. تم تنفيذ التصميم الجديد (e) ومقارنته

تجريبياً بطباخ صندوقي تقليدي يملك نفس المواد والأبعاد تماماً. بينت نتائج المقارنة التجريبية أن التصميم الجديد يستطيع تأمين درجات حرارة أعلى خلال النهار وعلى مدار العام ويمكن استخدامه بنجاح في طهي وجبتين في اليوم وإبقاء الطعام ساخناً حتى المساء المتأخر. [13]



الشكل رقم (5.1): التصميمات المختلفة للطباخات الصندوقية ذات السطح المائل والتركيبات المختلفة لمرايا التعزيز، Mirdha & Dhariwal, 2008

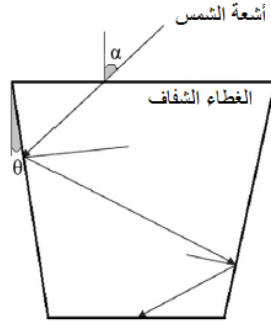
ركز قسم آخر من الباحثين على الغطاء الشفاف في الطباخات الصندوقية. من المعلوم من الأبحاث أن هناك مواد متنوعة للغطاء الشفاف كالزجاج أو الزجاج المقوى بالألياف الزجاجية أو الأكرليك وهي شائعة الاستخدام في الطباخات الصندوقية والمجمعات الشمسية المسطحة. يجب أن يسمح الغطاء الشفاف بدخول أكبر قدر ممكن من الإشعاع الشمسي ويخفف الضياع الحراري نحو الأعلى قدر الإمكان. الغطاء المفرد والمزدوج هما التركيبان الأكثر شيوعاً واللذان تسمحان بنفاذية عالية لأشعة الشمس. الغطاء المفرد هو التركيب الأبسط ويتمتع بنفاذية أعلى لأشعة الشمس لكنه يعاني من تقلبات كبيرة في درجة الحرارة وتكاثف زائد، أي أنه يؤمن الحد الأدنى من العزل عن الوسط المحيط. في الغطاء المزدوج يزيد الفراغ الهوائي بين اللوحين من مقاومة انتقال الحرارة. إن أمثلة الفراغ بين الغطاءين هي مسألة بالغة الأهمية نظراً لأن الفراغ الهوائي الكبير قد يحرض انتقال الحرارة بالحمل ويسبب الضياع الحراري. وفقاً للأبحاث يوصى بأن يتراوح عمق الفراغ الهوائي ضمن المجال 1-2[cm]. من ناحية أخرى، بالرغم من أن الزجاج عاتم للإشعاع طويل الموجة الصادر عن الصفيحة الماصة، فإن امتصاص هذا الإشعاع يسبب ارتفاع درجة حرارته وضياع الحرارة من الطباخ إلى الوسط المحيط بالحمل والإشعاع، لذلك تم اقتراح استخدام مواد عزل شفافة (Transparent Insulating Materials) TIM لتحسين كفاءة الطباخ الشمسي الصندوقي، حيث يمكن تعبئتها بين لوح الغطاء الشفاف المزدوج. [1,4]

تعتبر الصفيحة الماصة أحد المكونات الأكثر أهمية في الطباخ الصندوقي. يجب أن تتمتع الصفيحة الماصة كما ذكرنا سابقاً بامتصاصية عالية وذلك لتحويل أكبر قدر ممكن من الإشعاع الشمسي إلى طاقة حرارية لتنتقل إلى الطعام. [1] من الدراسات التي تناولت هذا المكون ما قام به الباحث Shrestha، حيث قدم دراسة نظرية لطباخ شمسي صندوقي بسيط مع إجراء بعض التعديلات الطفيفة عليه ليحصل على ثلاثة نماذج بهدف تحليلها وتحديد تأثيراتها في درجة حرارة الركود للطباخ في ظل ظروف متماثلة. وجد الباحث أنه من الأفضل معالجة السطح الخارجي للصفيحة الماصة بطلاء انتقائي واستخدام غطاء زجاجي مفرد مقارنةً باستخدام طلاء أسود عادي وغطاء زجاجي مزدوج. [14] كما قام الباحث Thulasi Das ورفاقه في ورقتين بحثيتين بدراسة نمذجة ومحاكاة طباخات شمسية صندوقية محملة بوعاء طهي أو اثنتين أو أربعة، تضمنت الدراسة تحليل تأثير مجموعة من البارامترات في أداء الطباخ كان من ضمنها ثخانة الصفيحة الماصة، حيث تم حساب زمن الطهي من أجل صفائح بثخانات تتراوح ضمن المجال 0.1-10 [mm] وكان أصغرياً عند الثخانتين 0.5[mm] و 1 [mm]. أوصى الباحثون باستخدام صفيحة بثخانة 1 [mm] بدلاً من 0.5 [mm] لضمان اتصال حراري جيد بين وعاء الطهي والصفيحة حيث يجب أن يكون كل من هذين السطحين سوياً ومنتظماً وجاسماً. [15,16]

أجرى الباحث Kumar S تحليلاً حرارياً من أجل تقييم معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر للحيز الداخلي لطباخ شمسي صندوقي مزود بغطاء زجاجي مزدوج وصفيحته الماصة بشكل شبه منحرف. وجد الباحث أن الميزة الرئيسية لاستخدام هذا الشكل في الطباخ الصندوقي هي امتصاص جزء أكبر من الإشعاع الشمسي الوارد الساقط

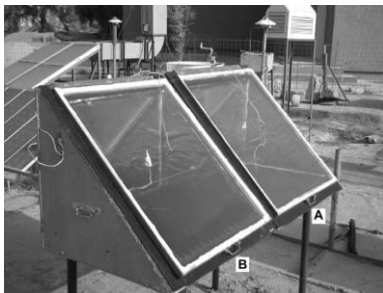
على الفتحة بزوايا ورود أكبر وذلك بسبب المساحة الأكبر المعرضة من السطح، كما توصل الباحث إلى أن قيم معامل انتقال الحرارة تكون أعلى بـ 31-35% مقارنةً مع قيمه من أجل طباخ صندوقي حيزه الداخلي بشكل مستطيل من أجل نفس درجات الحرارة للصفحة الماصة والغطاء الزجاجي الداخلي والفراغ بين لوحى الغطاء الزجاجي المزدوج، لكن من ناحية أخرى كانت قيمة معامل الضياع الحراري من الأعلى أكبر بـ 7% [17].

لاحقاً وظف الباحث Kumar N ورفاقه الصفحة الماصة ذات شكل شبه المنحرف في تصميم وتصنيع واختبار طباخ صندوقي بشكل هرمي مقطوع متعدد الوظائف، كما هو مبين في الشكل رقم (6.1)، يمكن استخدامه في الطهي وتسخين الماء، وتوصلوا إلى أن هذا الجهاز فعال في الطهي الشمسي حيث يلبي معايير الطباخات الشمسية الصندوقية المنصوص عليها في هيئة المعايير الهندية (Bureau of Indian Standards) BIS، كما قيم الباحثون الجهاز بوصفه سخان ماء شمسي ووجد أن كفاءته ومعاملات الضياع الحراري له مماثلة لسخانات الماء الشمسية من النوع المسطح. [18]

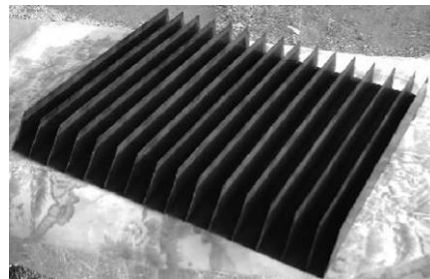


الشكل رقم (6.1): طباخ شمسي صندوقي بشكل هرمي مقطوع، Kumar et al., 2010.

في بحث آخر قام به Harmim ورفاقه، أجروا دراسة تجريبية في الصحراء الجزائرية كان الهدف منها مقارنة الأداء التجريبي لطباخ صندوقي مزود بصفحة ماصة مزعنف مع طباخ صندوقي مشابهة صفحته الماصة عادية بدون زعانف، كما هو مبين في الشكل رقم (7.1)، حيث أشارت النتائج إلى أن درجة حرارة الركود في الطباخ الأول أكبر بحوالي 7% مقارنةً بالطباخ الثاني، كما انخفض الزمن اللازم لتسخين الماء إلى درجة حرارة الغليان بحوالي 12% [19].



(b)

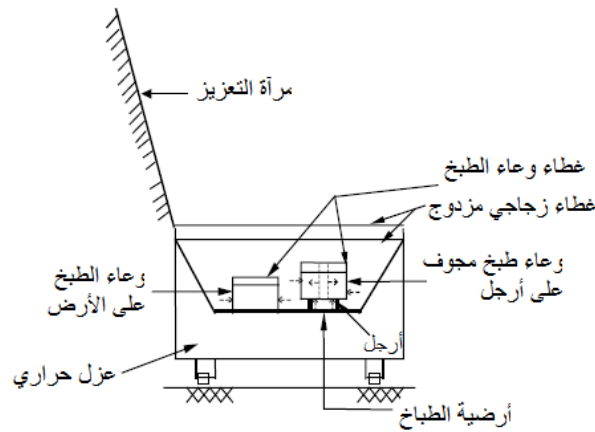


(a)

الشكل رقم (7.1): (a) الصفحة الماصة المزعنف (b) الطباخان الشمسيان الصندوقيان المدروسان، Harmim et al., 2010.

في الطباخات الشمسية الصندوقية يمكن استخدام أي نوع من أوعية الطهي لكن بشكل عام يوصى باستخدام الأوعية الأسطوانية المصنوعة من النحاس أو الألمنيوم. من الأبحاث التي تناولت هذا المكون ما قام به Gaur ورفاقه حيث درسوا أداء طبخ شمسي صندوقي مع الاعتناء بشكل غطاء وعاء الطهي. بينت الدراسة أن الأداء يمكن أن يتحسن في حال استخدام وعاء بغطاء مقعر الشكل بدلاً من المستوي، حيث كانت درجة حرارة الركود (هي أقصى درجة حرارة يمكن تحقيقها في النظام الشمسي عندما لا يكون هناك أي استرجار للطاقة المفيدة منه) من أجل الوعاء الذي له غطاء مقعر أعلى بحوالي 2-7% مقارنةً بالوعاء ذي الغطاء العادي كما انخفض زمن تسخين الماء بمقدار 10-13%. [20]

في بحث قدمه الباحثان Narasimha Rao و Subramanyam درساً فيه تأثير بعض التعديلات على وعاء الطهي بهدف تحسين انتقال الحرارة إلى الطعام وبالتالي تحسين أداء الطباخ الصندوقي. في الجزء الأول من بحثهما ذكر الباحثان أن قاعدة الوعاء وكذلك غطاؤه غير جيدين في نقل الحرارة إلى الطعام وقاما برفع الوعاء على أرجل واستنتجا من خلال التجربة أن هذا التعديل قد أدى إلى تحسين معدل انتقال الحرارة إلى محتويات الوعاء وبالتالي انخفاض زمن الوصول إلى درجة حرارة الغليان مقارنةً بوعاء الطهي العادي. [21] في الجزء الثاني ناقش الباحثان أداء وعاء طهي مزود بتجويف أسطواني مركزي ومرفوع على أرجل، كما هو مبين في الشكل رقم (8.1). بينت التجارب أن أداء هذا الوعاء أفضل بكثير من الوعاء التقليدي الموضوع على أرض الطباخ من حيث تحسن انتقال الحرارة إلى محتويات الوعاء وانخفاض زمن الطهي. [22]



الشكل رقم (8.1): طبخ صندوقي فيه وعاء طهي تقليدي موضوع على أرضية الطباخ وآخر مجوف ومرفوع على أرجل،

Narasimha Rao & Subramanyam, 2005

في دراسة مقارنة تجريبية قام بها Harmim ورفاقه على طبخ شمسي صندوقي يتعرض لأشعة الشمس من الأعلى والأسفل ومزود بوعائي طهي، أحدهما تقليدي والآخر مماثل للأول من حيث الشكل لكن سطحه الخارجي الجانبي مزود بزعانف، كما هو مبين في الشكل رقم (9.1). وجد الباحثون أن الزعانف تحسن انتقال الحرارة من الهواء الداخلي الساخن نحو محتويات الوعاء الأمر الذي يخفض زمن الطهي بشكل ملحوظ. [23]



الشكل رقم (9.1): صورة لوعائي الطهي المستخدمين في المقارنة، Harmim et al., 2008.

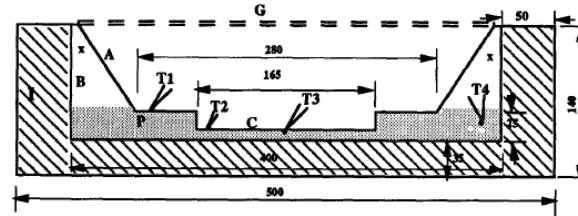
في نفس السياق أيضاً، قدم الباحثان Srinivasa Rao و Rao تصميماً جديداً لوعاء طهي مزود بتجويّف أسطواني مركزي مع زعانف مستطيلة ومرفوع على أرجل لزيادة انتقال الحرارة إلى الوعاء. أجرى الباحثان التجارب مستخدمين الوعاء التقليدي ووعاءً بتجويّف أسطواني مركزي مرفوعاً على أرجل والوعاء الجديد ووجدوا أن أعلى درجة حرارة للماء داخل الوعاء كانت في حالة التصميم الجديد. [24]

في سياق آخر، قام بعض الباحثين بجهود مكثفة من أجل السماح للطباخات الشمسية الصندوقية بالعمل في أوقات غياب الشمس. منهم من درس تخزين الحرارة المحسوسة، حيث قام الباحث Ramadan ورفاقه بإحاطة وعاء الطهي لطباخ شمسي مسطح بسيط مزود بمرايا تعزيز قاموا بتصميمه وتصنيعه بغلاف من الرمل ثخائته [0.5 cm] ووجدوا أن ذلك قد حسن أداء الطباخ بشكل كبير، حيث تم تحقيق ست ساعات من الطهي في اليوم وحوالي ثلاث ساعات من الطهي الداخلي. [25]

في دراسة أخرى قام بها Nahar تضمنت تصميم وتصنيع واختبار طبّاخ شمسي صندوقي حجرة الطهي فيه ذات جدار مزدوج ومحكمة الإغلاق ومملوءة بزيت محرك مستعمل كمادة خازنة للحرارة. دلت الاختبارات أن درجة حرارة الركود الأعظمية داخل حجرة الطهي في حال وجود المادة الخازنة للحرارة هي نفسها في حال عدم وجودها ولكنها كانت أعلى بـ 23°C خلال الفترة [17:00 – 24:00 h]، إضافةً إلى ذلك تم إجراء تجربة طهي بدأت في الساعة [17:30 h] واكتمل النضج في الساعة [20:00 h]، في حين أنها لم تكتمل في الحالة التي كان فيها الطباخ غير مزود بالمادة الخازنة للحرارة. [26]

من القيود الرئيسية لاستخدام مواد تخزين الحرارة المحسوسة كما ذكر سابقاً السعة الحرارية النوعية المنخفضة لها وانخفاض كفاءة الطباخ مع انخفاض درجة حرارة المادة الخازنة للحرارة أثناء عملية التفريغ، لذلك لجأ باحثون آخرون لتخزين الحرارة بشكل كامن من خلال استخدام المواد متغيرة الطور PCMs. إن استخدام هذه المواد لتخزين الحرارة يعتبر إحدى طرق تأمين نظام تخزين مدمج وفعال بسبب كثافة تخزينها العالية ودرجة حرارة عملها الثابتة. [2] في دراسة أولية قام بها Buddhi و Sahoo لإثبات جدوى استخدام المواد متغيرة الطور كوسط لتخزين الحرارة في الطباخات الشمسية الصندوقية من أجل الطهي و/أو إبقاء الطعام ساخناً في المساء وذلك عن طريق تصميم واختبار طبّاخ شمسي مزود بتخزين حراري ذي درجة حرارة منخفضة من خلال مادة متغيرة الطور هي الـ commercial grade stearic acid (55.1°C , 160 [kJ/kg]) والتي تم ملء [3.5 kg] منها في

حجرة أسفل الصفيحة الماصة، كما هو مبين في الشكل رقم (10.1). يوضح الشكل أنه تم تزويد الصفيحة الماصة بحجرة أسطوانية في مركزها يوضع فيها وعاء الطهي بحيث يكون على تماس وثيق بجدرانها إضافة إلى تزويد الجدران الداخلية لحجرة الخزان الحراري بزعانف من أجل تحسين انتقال الحرارة من المادة متغيرة الطور. كان الهدف من الدراسة هو تحقيق درجة حرارة للصفيحة تساوي 55°C عند الساعة 9 مساءً خلال فصل الشتاء. [27]

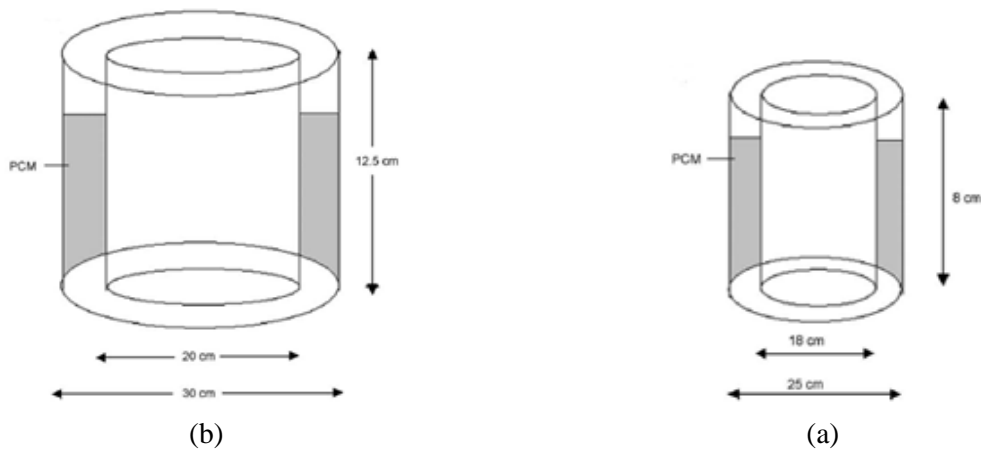


الشكل رقم (10.1): رسم تخطيطي للطباخ الصندوقي المزود بخزان حراري أسفل الصفيحة الماصة، Buddhi&Sahoo, 1997. صنع Domanski ورفاقه وعاء طهي بشكل أسطوانتين متمركزتين يحويان بينهما مادة متغيرة الطور وهي الـ magnesium nitrate hexahydrate (89°C) أو 1.1 [kg] بمقدار $67-69^{\circ}\text{C}$) stearic acid بمقدار 2 [kg] واستخدموه في الطباخ الصندوقي الذي تم تصنيعه ودراسته في بحث سابق [11]. تم تقييم أداء الطباخ من خلال زمني الشحن والتفريغ للمادة متغيرة الطور في ظل ظروف مختلفة، حيث وجد الباحثون من خلال الدراسة التجريبية أن أداء الطباخ يعتمد بشكل كبير على شدة الإشعاع الشمسي وكمية المادة المراد طهيها والخصائص الفيزيائية الحرارية للمادة متغيرة الطور (كدرجة حرارة الانصهار والحرارة النوعية للانصهار) كما وجدوا أن الكفاءة الإجمالية للطباخ خلال طور التفريغ أكبر بـ 3-4 مرات منها للطباخات الشمسية غير المباشرة ذات الأنابيب الحرارية والبخارية والتي تستخدم في الطهي الداخلي. [28]

قدم Sharma ورفاقه تصميماً لوحدة تخزين تحتوي على مادة متغيرة الطور وهي acetamide (82°C)، وهي 263 [kJ/kg] ليتم استخدامها في الطباخات الصندوقية. الوحدة بشكل أسطوانتين متمركزتين من الألمنيوم يوضع ضمنها وعاء الطهي، كما تم تزويد السطح الداخلي للوحدة بزعانف من أجل تحسين معدل انتقال الحرارة. وجد الباحثون من النتائج التجريبية أن تخزين الطاقة الشمسية لا يؤثر على أداء الطباخ خلال الطهي النهاري، وذكروا أنه في حال استخدام مادة متغيرة الطور ذات درجة حرارة انصهار بين 105°C و 110°C فإن الطهي في تصميمهم سيكون ممكناً ولو في الليل. [29] لاحقاً قام Buddhi و Sharma بتصميم واختبار وحدة تخزين حرارة كامنة ماثلة لوحدة التخزين التي صممها sharma [29]، كما هو مبين في الشكل رقم (11.1)، ولكن تختلف عنها من حيث الأبعاد وكمية المادة ونوعها، حيث استخدم الـ acetanilide (118.9°C , 222 [kJ/kg]). تستخدم هذه الوحدة في طباخ صندوقي مزود بثلاثة عواكس. وجد الباحثان من النتائج التجريبية

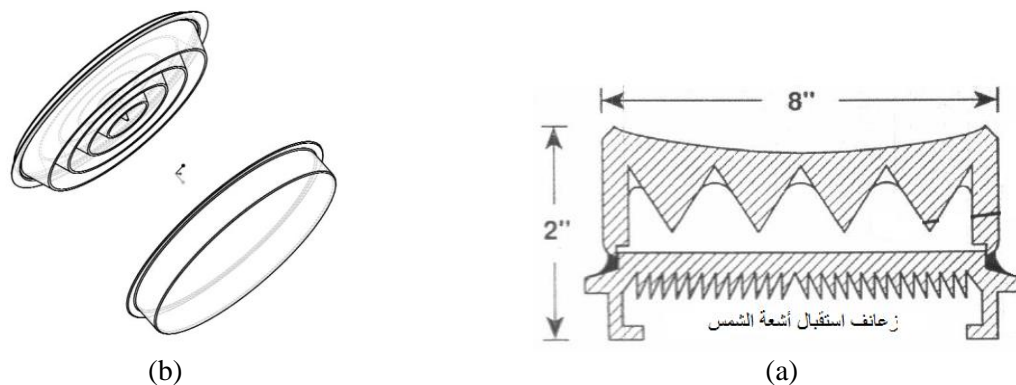
أن تجارب الطهي كانت ناجحة خلال الفترة المسائية حتى الساعة 20:00 [h] باستخدام 4 [kg] من المادة متغيرة الطور المذكورة.[30]

في بحث قام به P. Femi Akinwale بإشراف البروفيسور David Gordon Wilson للتحقق من جدوى طبخ ويلسون الشمسي WSC من خلال صنع نموذج واختباره. تم تصميم الطباخ لتخزين الطاقة الشمسية الممتصة لاستخدامها لاحقاً. تضمن التصميم ثلاثة مكونات رئيسية: مجمع وبطارية حرارية وسطح الطهي. تتألف البطارية الحرارية من وعاء تخزين معزول ووحدات تخزين. تضم وحدة التخزين صفيحتين معدنيتين ملحومة إحداهما بالأخرى ويُملا الحيز بينهما بالمادة الخازنة للحرارة والتي هي نترات الليثيوم، وهي مادة متغيرة الطور درجة حرارة انصهارها $258 [^{\circ}\text{C}]$.



الشكل رقم (11.1): (a) وحدة التخزين الحراري التي صممها Sharma، (b) وحدة التخزين الحراري التي صممها Sharma و Buddhi.

تقوم وحدة التخزين بعمل الماص، خلال طور الشحن، وسطح الطهي خلال طور التفريغ. من أجل الحصول على معدل توصيل حراري أكبر تم تكبير مساحة سطح الوحدة الملامس للمادة الخازنة للحرارة من خلال استخدام زعانف داخلية. كما تم زيادة الامتصاصية الحرارية لسطح الوحدة المستخدم لامتصاص أشعة الشمس من خلال استخدام زعانف خارجية، كما هو مبين في الشكل رقم (12.1-a).[6]



الشكل رقم (12.1): (a) رسم تخطيطي لوحدة التخزين المقترحة (b) رسم ثلاثي الأبعاد لوحدة التخزين المختارة، Akinwale, 2006.

اعتمد الباحث المذكور على هذا التصميم كنقطة بداية وعدله من خلال إزالة الزعانف الخارجية المرتبطة بزيادة امتصاصية أشعة الشمس لتجنب التعقيد في عملية التصنيع، واختار التصميم المعدل المبين في الشكل رقم (12.1-b). [6]

من المعلوم أن العزل الحراري هو من النقاط الرئيسية الحساسة لعمل الطباخات الشمسية بشكل فعال. ضمن هذا المجال وفي الدراسة المؤلفة من ورقتين بحثيتين والتي ذكرت سابقاً، قام الباحث Thulasi Das ورفاقه أيضاً بدراسة تأثير بارامتر ثخانة العزل الحراري على أداء الطباخ الصندوقي، ووجدوا بعد مقارنة ثلاث ثخانات هي 5, 7.5, 10 [cm] أن عزل صوف زجاجي بثخانة 7.5 [cm] ملائم وكاف. [15,16]

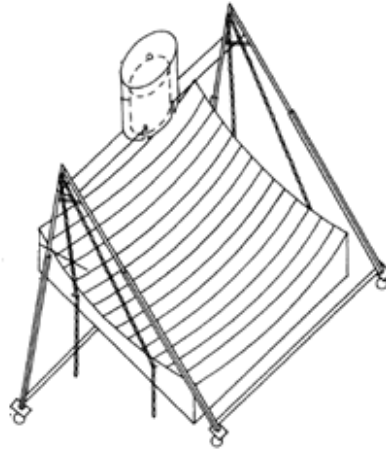
كما قيم الباحثان Mishra و Prakash الأداء الحراري للطباخ الشمسي الصندوقي مستخدمين مواد عزل مختلفة متوفرة في المناطق الريفية مع مقارنة كل منها بعزل الصوف الزجاجي. تم التقييم من خلال منحنيات التسخين والتبريد ودرجة حرارة الركود ودرجة حرارة الحمل والكفاءة وزمن الطهي. قام الباحثان بالتجارب في محاولة لتخفيض تكلفة الطباخ بهدف تعزيز استخدامه على نطاق واسع في البيئة الريفية الهندية. مواد العزل المستخدمة هي قش القمح، قشور الفول السوداني، نشارة الخشب، قش الأرز. وجد الباحثان أن أفضل مادة بعد الصوف الزجاجي هي قش القمح. [31]

من ناحية أخرى، لا بد من الإشارة إلى أن معظم الضياع الحراري في الطباخات الصندوقية يحدث عبر الغطاء الشفاف مقارنةً بالجدران. بهدف تخفيض الضياع الحراري عبر الغطاء الشفاف درس الباحث Nahar ورفاقه طباخاً شمسياً صندوقياً يضم غطاؤه الزجاجي مادة عزل شفافة بثخانة 40 [mm] و 100 [mm] وهي polycarbonate honeycomb. اختبر الباحثون هذا الطباخ باستخدام محاكٍ شمسي داخلي ووجدوا أن أداءه جيد جداً ولو في الظروف الباردة، حيث وصلت درجة حرارة الركود إلى 158°C في حالة ثخانة مادة العزل الشفافة 40 [mm] مقارنةً بـ 117°C في حالة عدم وجود مادة عازلة شفافة، كما وجدوا أن كفاءة الطباخ ارتفعت من 15.7% إلى 30.47%. كما لاحظ الباحثون أن الفائدة الإضافية لاستخدام المادة العازلة الشفافة بثخانة 100 [mm] مقارنةً بـ 40 [mm] تكون ضئيلة. [32] في دراسة لاحقة قام بها Nahar أيضاً تناولت تصميم وتصنيع واختبار طباخ شمسي صندوقي مزود بعاكس مزدوج ومادة عازلة شفافة. قارن الباحث في دراسته أداء الطباخ المذكور بطباخ شمسي عادي مزود بعاكس مفرد وبدون مادة عازلة شفافة. المادة العازلة المستخدمة هي خلية نحل بثخانة 40 [mm] مصنوعة من الـ polycarbonate وموضوعة بين لوحين من الغطاء الزجاجي. كانت الكفاءة خلال فصل الشتاء 30.5% و 24.5% لكل من الطباخ المزود بالمادة العازلة والطباخ العادي على الترتيب. تم تحضير وجبتين في اليوم في الطباخ الأول في حين أن تحضير وجبة واحدة في الطباخ الثاني كان أمراً صعباً. كان توفير الطاقة الناتج عن استخدام الطباخ المزود بهذه المادة مقدراً بحوالي 1485 [MJ] من

الوقود المكافئ في العام، وفترة الاسترداد تتراوح في المجال $1.66-4.23$ [year] حسب نوع الوقود الذي يستبدله الطباخ. [33]

كان ذلك فيما يخص البارامترات التصميمية في الطباخات الشمسية من النوع الصندوقي وأهم الدراسات التي بحثت في كل منها. ننتقل إلى الطباخات الشمسية من النوع المركزي وإلى أهم بارامتر تصميمي فيها ألا وهو السطح العاكس المركزي، حيث تستخدم هذه الطباخات هذا النوع من المجمعات الشمسية للحصول على درجات حرارة عالية. تعتبر درجة النقاوة العالية للعاكس أمراً غايةً في الأهمية نظراً لأن الطباخ المركزي يستخدم الإشعاع الشمسي المباشر. [2]

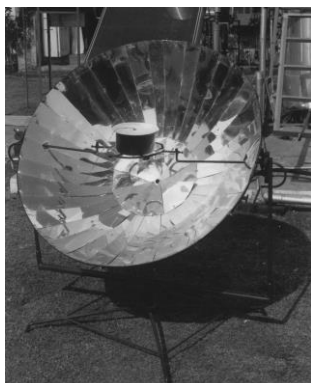
ضمن هذا المجال، قدم الباحث El-Kassaby دراسة كاملة تضمنت تصميم وتصنيع ونمذجة ومحاكاة طباخ شمسي مركزي مزود بعاكس طبقي مربع قطعي مكافئ (parabolic square dish) بمساحة $1.96 \text{ [m}^2\text{]}$ مصنوع من شرائح الستانلس ستيل اللامع بـ 0.5 [mm] و عرض 10 [cm] للشريحة الواحدة، ويبين الشكل رقم (13.1) رسماً تخطيطياً للطباخ المذكور. حصل الباحث على توافق مقبول بين النتائج النظرية والتجريبية. بلغت الكفاءة الإجمالية للطباخ 17.34% عند غلي 4 [kg] من الماء، وأشار الباحث إلى أن زمن تسخين الماء يزداد مع ازدياد سرعة الرياح. [34]



الشكل رقم (13.1): رسم تخطيطي للطباخ المزود بعاكس طبقي قطعي مكافئ، El-Kassaby, 1991.

في دراسة قام بها الباحثان Patel و Philip اختبرا فيها ثلاثة طباخات شمسية تركيزية مخصصة للاستخدام المنزلي من أجل تقييم أدائها الحراري وقدرتها في الطهي من خلال إجراء اختبارات درجة حرارة الركود وتسخين الماء وتجارب طهي فعلية. نسب الباحثان كل طباخ من الطباخات الثلاثة إلى الدولة التي طُوِّر فيها وهي النموذج الصيني والفلبيني والألماني، كما هو مبين في الشكل رقم (14.1). المركز المستخدم في النموذجين الصيني والفلبيني هو عاكس من نوع فريسسل مصنوع من صفائح رقيقة من الألمنيوم بمساحة $0.96 \text{ [m}^2\text{]}$ و

1.16 m^2 على الترتيب، وفي النموذج الألماني عاكس من النوع القطعي المكافئ مصنوع أيضاً من صفائح الألمنيوم الرقيقة بمساحة 1.45 m^2 .



(c)



(b)



(a)

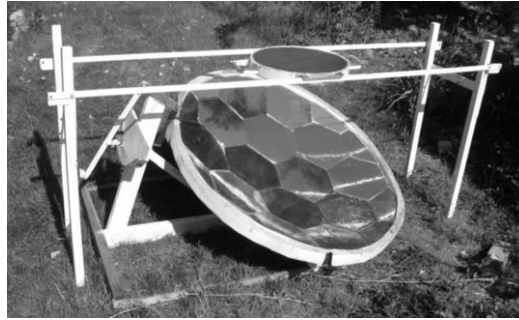
الشكل رقم (14.1): صور لكل من الطباخ الشمسي المركزي الفلبيني (a) والصيني (b) والألماني (c)، Patel & Philip, 2000.

وجد الباحثان أن أعلى درجة حرارة ركود كانت في الطباخ الألماني وذلك بسبب مساحة عاكسه الأكبر وتركيزه النقطي، يليه الطباخ الصيني ذو المقاطع الدائرية الأصغر مقارنةً بالطباخ الفلبيني. أشار الباحثان إلى أن الكفاءة الضوئية للمجمعات التركيبية المستخدمة تراوحت في المجال 35-42%، وتوصلا إلى أن عاكس فريسنل أكثر ملائمة في الطهي حيث تتوزع من خلاله الحرارة على مساحة كبيرة من وعاء الطهي، بينما في العاكس القطعي المكافئ قد يؤدي التركيز النقطي إلى درجات حرارة عالية موضعياً وبالتالي التسبب بحرق الطعام وأيضاً حروق للمستخدم. [35]

في عمل آخر، قام الباحثان Sonune و Philip بتصميم طباخ شمسي تركيزي منزلي مزود بعاكس تركيزي من نوع فريسنل بمساحة 1.5 m^2 وبعد محراقي 0.75 m . العاكس مصنوع من مقاطع دائرية من صفائح الستانلس ستيل اللامع بثخانة 1.5 mm وعرض 5 cm وانعكاسية تساوي تقريباً 78%. تم تقييم الأداء الحراري للطباخ من خلال اختبار درجة حرارة الركود لصفحة معدنية تم وضعها في بؤرته المحرقة واختبار تسخين الماء واختبارات طهي. في اختبار الركود بلغت درجة حرارة الصفحة 255°C خلال حوالي 40 [min] وذلك عندما كانت درجة حرارة الوسط المحيط 30°C وشدة الإشعاع الشمسي 859 W/m^2 ، وفي اختبار تسخين الماء تجاوزت درجة حرارة لتر من الماء الـ 90°C خلال حوالي 20 [min] وذلك بدرجة حرارة خارجية حوالي 34°C وشدة إشعاع شمسي حوالي 700 W/m^2 . لوحظ خلال اختبارات الطهي أن وعاء الطهي المكشوف تعرض لضياح حراري كبير عندما كان هناك رياح مما أدى إلى ساعات أطول في الطهي. أشار الباحثان إلى أن هذا النوع من العواكس التركيبية يتميز بتركيز دقيق وينتشر على مساحة صغيرة لكن ليست نقطية مما يحول دون التركيز الموضعي لدرجة الحرارة وبالتالي حرق الطعام. [36]

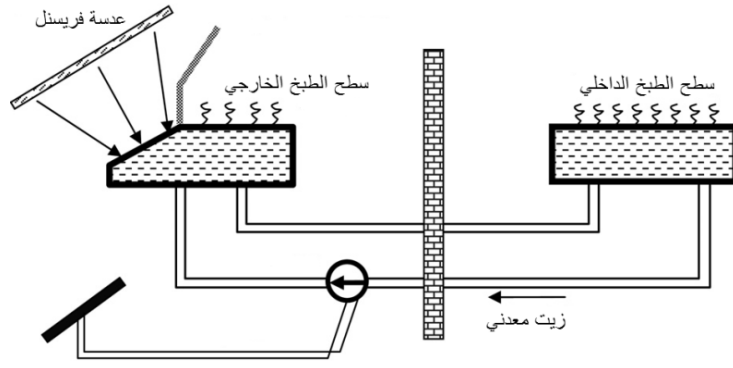
قام الباحث Kalbende ورفاقه بتصميم وتصنيع مجمع قطعي مكافئ بقطر [m] 1.3 وعمق [m] 0.3 وبعد محراقي [m] 0.35 ومساحة [m²] 1.33 لاستخدامه في طبّاخ شمسي تركيزي مزود بواقى رياح. الواقى هو عبارة عن غطاء زجاجي لحماية وعاء الطهي من الرياح من خمسة جوانب. تم تقييم أداء الطباخ من خلال اختبار الركود واختباري تسخين وتبريد الماء. وجد الباحثون أن استخدام واقى الرياح أدى إلى تخفيض الضياعات الحرارية من وعاء الطهي. كانت أقصى درجة حرارة وصل إليها الوعاء في مركز قاعدته [°C] 326 من أجل شدة إشعاع شمسي [W/m²] 790.15 ودرجة حرارة خارجية [°C] 44.6، وهي درجة حرارة مناسبة لجميع أنواع الطهي، وكان الزمن اللازم لغلي [kg] 1.5 من الماء [min] 19, 25, 29 بكفاءة حرارية للطباخ 23, 26، 29% عند قيم شدة إشعاع شمسي [W/m²] 615.3, 635.5, 710، على الترتيب. [37]

في دراسة قدمها Gallagher تهدف إلى صنع طبّاخ شمسي جيد ومتين وآمن وبتكلفة معقولة يستخدم في طهي خبز الـ injera (خبز مسطح رقيق دائري الشكل) الشائع شرق إفريقيا. الطباخ هو عبارة عن مقلاة ذات سطح كبير، يتم عكس الإشعاع الشمسي إلى وجهها السفلي المطلي باللون الأسود من خلال مرآة قابلة للتوجيه موضوعة أسفلها، المرآة مصنوعة من ألواح مسطحة مسدسة الشكل من الـ Mylar ذي الانعكاسية العالية التي تبلغ حوالي 90%، تؤمن هذه المرآة إشعاعاً منتظماً على كامل الوجه السفلي للمقلاة. قطر المقلاة المستخدمة في النموذج الأولي [m] 0.46 وقطر المرآة [m] 1.2 ([m²] 1.17)، كما هو مبين في الشكل رقم (15.1)، وهي مصممة لطهي أرغفة خبز بقطر [m] 0.42. تصل درجة حرارة المقلاة إلى [°C] 180 خلال [min] 15-20. ذكر الباحث أنه يمكن طهي [kg] 30 من خبز الـ injera في اليوم الصحو باستخدام هذا النموذج الأولي. [38]



الشكل رقم (15.1): صورة للنموذج الأولي للطباخ، Gallagher, 2011.

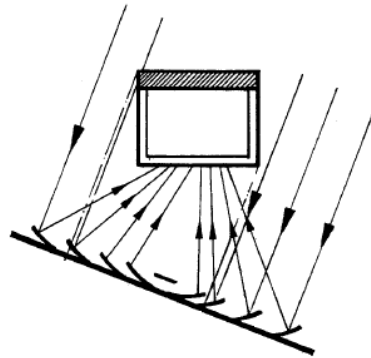
في دراسة أخرى قام بها Valmiki ورفاقه قدموا من خلالها تصميمًا جديدًا ونموذجاً أولياً لطباخ شمسي يستخدم عدسة فريسنل كبيرة لتركيز أشعة الشمس (مساحة سطح العدسة [m²] ~1) ونظام تعقب يدوي. يبين هذا النظام درجة الأمان والكفاءة العاليتين للطهي الشمسي باستخدام هذا النوع من المجمعات الشمسية التركيبية والذي يعتبر متوفرًا ورخيص الثمن وذا كفاءة كبيرة حيث تصل نفاذيته الشمسية إلى 0.92. تم توظيف هذا النظام في الطهي الخارجي والداخلي، يبين الشكل رقم (16.1) رسماً تخطيطياً للطباخ المقدم.



الشكل رقم (16.1): رسم تخطيطي للطباخ الشمسي، Valmiki et al., 2011.

في هذا التصميم وصلت درجة حرارة سطح الطهي الخارجي في يوم مشمس اعتيادي إلى حوالي 300°C عندما كانت شدة الإشعاع الشمسي المقيسة $808 \text{ [W/m}^2\text{]}$. يمكن تدوير الطاقة الشمسية التي يتم جمعها على السطح الخارجي عن طريق دارة زيت حراري إلى سطح طهي داخلي وصلت درجة حرارته إلى حوالي 150°C . بلغت كفاءة الطاقة الإجمالية لسطح الطهي الخارجي عند درجات حرارة منخفضة (دون 50°C) حوالي 83%، وعند درجات حرارة عالية ($250\text{--}300^{\circ}\text{C}$) وصلت تقريباً إلى 40%. فسر الباحثون هذا الانخفاض الكبير في الكفاءة مع ارتفاع درجة حرارة سطح الطهي بازدياد الضياعات الحرارية منه إلى الوسط المحيط، وأوصوا بتطوير طرق أفضل للوقاية من هذا الفاقد الحراري الكبير. [39]

فيما يتعلق بالدراسات المرجعية التي تناولت الأفران الشمسية، وهي الطباخات التي تضم صندوقاً معزولاً مزوداً بغطاء شفاف يوضع بداخله وعاء الطهي ومجمع شمسي تركيزي، طور Khalifa ورفاقه فرنًا شمسيًا جديدًا يضم عاكساً من النوع الحلزوني spiral concentrator وصندوقاً معزولاً ومزججاً يتم وضعه في نقطة تركيز العاكس، كما هو مبين في الشكل رقم (17.1).



الشكل رقم (17.1): رسم تخطيطي للفرن، Khalifa, 1987.

تقوم الأشعة الشمسية المنعكسة بتسخين وعاء الطهي داخل الصندوق من الأسفل أو من الأسفل وأحد الجوانب. قام الباحثون بدراسة الفرن من خلال النمذجة والمحاكاة بهدف التنبؤ بسلوكه الحراري إضافةً إلى إجراء تجارب تسخين للماء والزيت وتجارب طهي أيضاً.

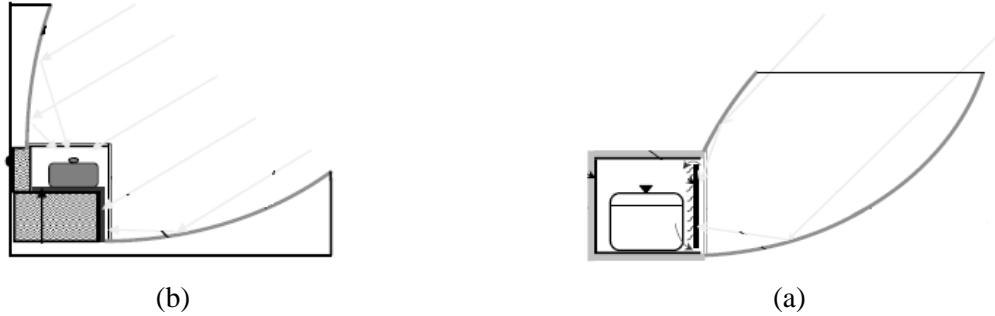
من النتائج التي توصل إليها الباحثون قصر زمن الطهي الناجم عن استخدام العاكس التركيزي إضافةً إلى التسخين من الأسفل، وعدم تأثر الأداء الحراري سلباً بسرعة الرياح نظراً لأن الفرن معزول ومحمي، وإمكانية الوصول إلى درجات حرارة عالية تسمح بإجراء مختلف عمليات الطهي. كما بينت الدراسة أنه بالرغم من أن الكفاءة الإجمالية للفرن خلال عملية محاكاة غلي [kg] 6 من الماء تصل إلى 68.3%، فإن الكفاءة الإجمالية للنظام (الفرن مع العاكس) تصل فقط إلى 33.1%، وذلك بسبب الضياعات الضوئية الكبيرة للعاكس المستخدم والذي تبلغ كفاءته الضوئية 60% وانعكاسيته 0.85 [40].

في مجموعة أبحاث قام بها Harmim ورفاقه قدموا من خلالها تصميمًا جديدًا لفرن شمسي مزود بمرکز Mallick القطعي المكافئ المركب غير المتناظر asymmetric Compound Parabolic Concentrator CPC وهو فرن ثابت غير تعقي. في البحث الأول، قدم الباحثون التصميم الجديد للفرن الشمسي وقاموا بدراسة سلوكه وتأثير البارامترات المختلفة في أدائه من خلال النمذجة والمحاكاة. الفرن مزود بغطاء زجاجي مزدوج شاقولي وصفيحة ماصة شاقولية موضوعة خلف الغطاء الزجاجي، حيث يتشكل بينهما مجرى مفتوح من الأعلى والأسفل ومغلق من الجوانب، يسمح هذا التصميم بدوران الهواء داخل الطباخ. المركز مثبت على الجانب المزجج من الطباخ والذي يركز أشعة الشمس الساقطة على فتحته الأفقية نحو الصفيحة الشاقولية، مساحة المركز $0.51[m^2]$ ونسبة تركيزه 2.12. في هذا التصميم لا يتعرض وعاء الطهي لأشعة الشمس، استند الباحثون في الحصول على النتائج إلى بيانات مناخية واقعية لأربعة أيام نموذجية (يومين في الشتاء ويومين في الصيف) في مدينة أدرار في الجزائر وقيموا كفاءة الفرن من خلال بارامتر الكفاءة الإجمالية والزمن النوعي لغلان الماء للذان تم الحصول عليهما من خلال محاكاة عملية غلي كميات مختلفة من الماء وكانت أفضل قيمتين لهذين البارامترين عندما كانت كمية الماء [kg] 3 حيث بلغت الكفاءة 33.19% والزمن النوعي لغلان الماء $16.83[min\ m^2/kg]$ [41].

ومن ثم، في البحث الثاني، قام الباحثون بتصنيع الفرن وتقييم أدائه والتحقق من صحة النمذجة من خلال التجريب. بينت الاختبارات التي تمت في فصلي الشتاء والصيف أن الطباخ الذي يبقى في وضعية ثابتة خلال فترات الاختبار قد أظهر أداءً جيداً وهو ملائم للطهي ولو في الشتاء دون الحاجة لتعقب الشمس، مع الإشارة إلى أن انتقال الحرارة إلى محتويات الوعاء كان بمعدل متوسط مقارنةً ببقية الطباخات الشمسية، وأنه من المهم إجراء بعض التعديلات في الشكل الهندسي الداخلي للطباخ وشكل الصفيحة الماصة من أجل تحسين كفاءته. يبين الشكل رقم (18.1-a) رسماً تخطيطياً للفرن الشمسي الجديد ذي الصفيحة الماصة الشاقولية. [42]

في البحث الثالث، وفي محاولة لتحسين كفاءة الفرن السابق قام الباحث بتصنيع وتقييم أداء فرن جديد غير تعقي ومزود بنفس المركز وصفيحته الماصة بشكل درج، ويمكن تركيبه ضمن جدار المطبخ، كما هو مبين في الشكل رقم (18.1-b). بينت الاختبارات المتعددة التي تم إجراؤها في الظروف المناخية لمدينة أدرار في الجزائر كفاءة

الفرن في طهي وجبتين في اليوم لعائلة مكونة من أربعة أشخاص. وصلت درجة الحرارة الأعظمية للصفحة الماصة إلى 166°C و 165°C في الموسمين الحار والبارد على الترتيب، وذلك مع وجود المركز ومع عدم وجود حمل. بدون وجود المركز وصلت درجة الحرارة الأعظمية للصفحة الماصة في الموسم البارد إلى 127.7°C . يتميز هذا الفرن ببقائه ثابتاً طوال السنة ويمكن دمجه مع جدار المطبخ والاستفادة منه دون الحاجة للخروج والتعرض لأشعة الشمس.[43]



الشكل رقم (18.1): (a) رسم تخطيطي للفرن المزود بمركز من نوع CPC وصفحته الماصة شاقولية Harmim et al.,2012-13. (b) رسم تخطيطي للفرن بعد التعديل وصفحته الماصة بشكل درج Harmim et al. 2013.

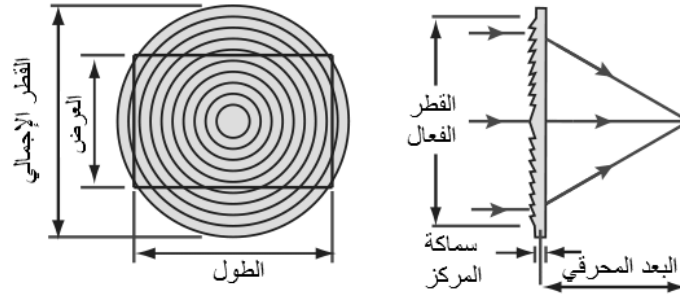
6.1. تعريف بعدسة فريسنل وميزاتها :Introducing Fresnel lens and its features

سيتم في هذه الفقرة التعريف بالمجمع الشمسي التركيزي المميز الذي سيستخدم في التصميم المقترح للفرن الشمسي ألا وهو عدسة فريسنل مع توضيح بنيتها ومبدأ عملها وأهم ميزاتها.

تتألف عدسات فريسنل من مجموعة من الأخاديد المتمركزة المحفورة في قطع من البلاستيك. إن بنيتها الرقيقة وخفة وزنها وتوفرها بمقاسات كبيرة وصغيرة وقدرتها الممتازة على جمع الضوء تجعلها مفيدة في العديد من التطبيقات. تستخدم عدسات فريسنل بشكل أساسي في التطبيقات البصرية light gathering applications كأنظمة التكثيف condenser systems المستخدمة في المجاهر والتلسكوبات، ومجموعات باعث/كاشف emitter/detector setups، كما تستخدم كمكبرات magnifiers أو عدسات إسقاط projection lenses

في أنظمة الإنارة illumination systems وتشكيل الصور image formulation [44].

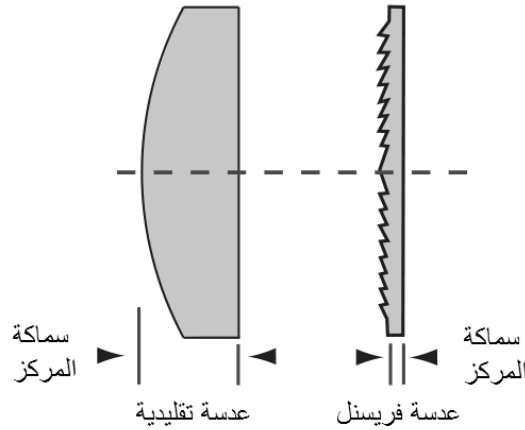
في عدسة فريسنل تم استبدال السطح المنحني للعدسة التقليدية بمجموعة من الأخاديد المتمركزة. تعمل هذه الأشكال الخارجية كسطوح منفردة لكسر الأشعة الضوئية، حيث تعطف الأشعة الضوئية المتوازية نحو بؤرة محترقة مشتركة، كما هو مبين في الشكل رقم (19.1)، والنتيجة هي أنه بالرغم من ضيق شكلها الجانبي فإنها قادرة على تركيز الضوء بشكل مماثل لنظيرتها النخينة مع امتلاكها لعدة ميزات مقارنة بها.



الشكل رقم (19.1): شكل عدسة فريسنل.

1.6.1. نظرية عدسات فريسنل Theory of Fresnel lens:

إن المبدأ المحرك وراء فكرة عدسة فريسنل هو أن اتجاه انتشار الضوء light propagation لا يتغير ضمن وسط ما (ما لم يتشتت) وإنما تنحرف الأشعة الضوئية فقط عند أسطح (حدود) الوسط، وبالتالي فإن كتلة المادة في مركز العدسة تقيد فقط في زيادة مقدار الوزن والامتصاصية. للاستفادة من هذه الخاصية الفيزيائية بدأ علماء الفيزياء في القرن الثامن عشر بإجراء التجارب لاختراع ما هو معروف اليوم بعدسة فريسنل. في ذلك الوقت كان يتم حفر الأخاديد في قطع من الزجاج من أجل الحصول على حلقات متمركزة بشكل جانبي منحنٍ. هذا الشكل الجانبي المنحني عندما يتم بثقه يعطي العدسة المنحنية التقليدية، الشكل رقم (20.1). بسبب هذه الخاصية البصرية المماثلة مقارنةً بالعدسة التقليدية يمكن لعدسة فريسنل أن تقدم أداءً أفضل بقليل من حيث التركيز وذلك اعتماداً على للتطبيق. [44]



الشكل رقم (20.1): مقارنة الشكل الجانبي لعدسة تقليدية وعدسة فريسنل.

2.6.1. تصنيع عدسات فريسنل Manufacturing Fresnel lens:

أولى عدسات فريسنل كانت تصنع يدوياً بحفر وصقل وتلميع الزجاج، بعدها أصبح يتم صب الزجاج المصهور في قوالب، لكن لم يصبح استخدام عدسات فريسنل عملياً في العديد من التطبيقات التجارية والصناعية إلى أن تم تطوير أنواع البلاستيك ذات الخاصية الضوئية optical-quality plastics وتقنية الصب بالحقن في القرن العشرين. [44]

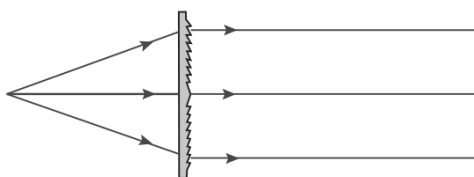
يمكن صنع عدسات فريسnel من تشكيلة من المواد الأساسية، حيث تصنع من الأكرليك أو البولي كربونات أو الفينيل وذلك اعتماداً على طول موجة العمل المطلوبة. المادة الأكثر استخداماً هي الأكرليك بسبب نفاذيتها العالية في المجال المرئي ومجال الأشعة فوق البنفسجية، لكن يتم اختيار مادة البولي كربونات في البيئات القاسية بسبب مقاومتها للصدم ودرجات الحرارة العالية.[44]

3.6.1. أمثلة على تطبيقات عدسة فريسnel :Fresnel lens application examples

بالرغم من أن الفيزيائي الفرنسي (1788-1827) Augustin-Jean Fresnel لم يكن أول من قدم فكرة عدسة فريسnel إلا أنه تمكن من إشاعتها عن طريق استخدامها في المنارات. منذ ذلك الحين تم استخدام هذه العدسات في مجموعة متنوعة من التطبيقات؛ من موازنة الأشعة الضوئية light collimation إلى تجميعها light collection إلى التكبير magnification.[44]

• موازنة الأشعة الضوئية light collimation:

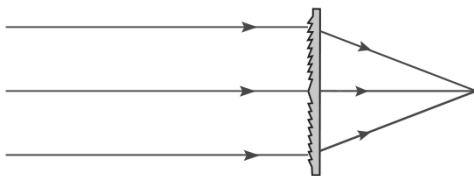
تستطيع عدسة فريسnel بسهولة موازنة مصدر نقطي من خلال وضعها على بعد يساوي الطول المحرقى من المصدر، الشكل رقم (21.1).[44]



الشكل رقم (21.1): موازنة الأشعة الضوئية لمصدر نقطي بواسطة عدسة فريسnel.

• جمع الأشعة الضوئية light collection:

من تطبيقات عدسة فريسnel جمع الأشعة الشمسية التي تعتبر أشعة متوازية إلى حد كبير. إن استخدام عدسة فريسnel لجمع الضوء يعتبر مثالياً لتركيزه على خلية كهروضوئية أو لتسخين سطح ما. في هذه الحالة تحدد المساحة الإجمالية لسطح العدسة مقدار الضوء الذي يتم جمعه، الشكل رقم (22.1).[44]



الشكل رقم (22.1): تجميع الأشعة الضوئية بواسطة عدسة فريسnel.

• التكبير magnification:

من التطبيقات الشائعة أيضاً لعدسة فريسnel التكبير، حيث يمكن استخدامها كمكبر أو عدسة إسقاط، لكن بسبب مستوى التشويش العالي فإنه لا يوصى بها. كما أن جودة الصورة لا تقارن بجودتها في حال استخدام نظام ذي دقة أعلى.[44]

تعتبر عدسات فريسنل مثالية لأي تطبيق يتطلب عدسة رخيصة الثمن ورقيفة وخفيفة الوزن. إن عدسات فريسنل ليست تقنية جديدة لكن انتشارها ازداد مع تطور تقنيات ومواد التصنيع. إن عدسات فريسنل هي فعلاً عدسات بصرية فريدة من نوعها، مما يجعلها أداة رائعة لمجموعة كبيرة من التصميمات البصرية الممتعة والمفيدة. [44]

7.1. توصيات لتحسين أداء الطباخ الشمسي Recommendations for improving the performance of solar cookers

إن السبب في فشل الطباخات الشمسية في أن تصبح شعبية ومستخدمة على نطاق واسع هو أنه يجب أن تعمل إلى جانب العديد من الأجهزة التجارية ذات الكفاءة العالية والمريحة والملائمة للاستخدام. الطباخات الشمسية في الوقت الحالي ليست متطورة بما فيه الكفاية لإقناع المستخدم بعمليتها وميزاتها. لذلك لا بد من مقارنة العمل البحثي والتطويري على الطباخات من منظور أوسع، يجب أن يشمل هذا المنظور الأمور التالية:

- زيادة الطاقة أو كثافة الطاقة.
 - ضمان استمرارية الاستخدام والقدرة على تجاوز الحالات العابرة في إمداد الطاقة.
 - تصميم النظام بحيث يكون آمناً ضد الفشل من خلال استخدام مصادر دعم.
 - ملائمة التدخل أثناء الطهي وهو الأمر المطلوب في معظم عمليات الطهي.
- جميع هذه الأمور تملئها معايير المستخدم. تم التطرق إلى العديد من هذه الجوانب من قبل الباحثين لكن لسوء الحظ لم تتكون إلى الآن صورة متكاملة للطباخ الشمسي، إضافة إلى أن بعض الجوانب والتفاصيل تم تجاهلها وهي تتطلب اهتماماً كبيراً. [21]
- بناءً على ما ورد أعلاه وبلاستفادة من الأبحاث سابقة الذكر والتي تناولت مختلف البارامترات التصميمية في الطباخات الشمسية، يمكن تقديم بعض التوصيات بهدف تحسين أداء الطباخات الشمسية والتي ستكون أساساً للتصميم المقترح للفرن الشمسي الذي سيكون محل الدراسة:
- لوحظ أن الطباخات الصندوقية مستقرة في عملها ولا تتأثر بدرجات الحرارة الخارجية المنخفضة وسرعات الرياح العالية، لكن نسب التركيز فيها متدنية ولو مع وجود مرايا تعزيز ونتيجة لذلك فإن درجات حرارة عملها متدنية. بالمقابل، تملك الطباخات التركيزية نسب تركيز عالية ودرجات حرارة عمل عالية أيضاً، لكن الضياعات الحرارية فيها إلى الوسط المحيط كبيرة ويتدنى مردودها مع ارتفاع درجة حرارتها.
 - كما لوحظ أيضاً أنه من بين النوعين الرئيسيين للطباخات الشمسية تبدو الطباخات الصندوقية أكثر تكيفاً مع استخدام مصادر الدعم التقليدية (الكهرباء مثلاً) أو المواد الخازنة للحرارة، بالإضافة لامتلاكها قدرة تخزين حرارية ذاتية أعلى لإبقاء الطعام ساخناً والسماح بتمديد الطهي لفترة قصيرة بعد غياب الشمس وخلال الفترات القصيرة لوجود الغيوم.

من هنا تظهر أهمية استخدام الصندوق المعزول والمزود بغطاء شفاف.

- حتى يكون الطباخ الشمسي عملياً يجب أن يكون قادراً على إيصال كمية كافية من الحرارة إلى الطعام خلال فترة زمنية معقولة وبدرجات حرارة مناسبة تتراوح بين ما يقارب الوسط المحيط وحوالي 200°C . من أجل الوصول إلى مجالات درجات الحرارة المتوسطة والعالية فإنه يجب استخدام أجهزة لتركيز أشعة الشمس. لا يمكن استخدام مرايا التعزيز المستوية لتحقيق هذه الغاية، حيث إن مساحتها محدودة وتعتمد في جمع أشعة الشمس على عكسها فقط دون تركيزها. من ناحية أخرى، هناك العواكس التركيبية والتي تتطلب حتى يكون أداؤها عالياً انعكاسية عالية ودقة في الشكل. فمن العاكس الحزوني وعاكس فريسنل اللذين يصنعان من شرائح دائرية لامعة من الألمنيوم أو الستانلس ستيل والتي من عيوبها أن الضياعات الضوئية فيها كبيرة وانعكاسيتها دون 0.85، إلى العاكس القطعي المكافئ الذي يعتبر تركيزه جيداً وحاداً إلا أنه حساس جداً لأي تغير بسيط في موقع الشمس مما يزيد من متطلبات التركيز والتوجيه كما أن تصنيعه يعتبر صعباً ومكلفاً.

ومن هنا تظهر أهمية استخدام مجمع شمسي تركيزي ذي مساحة جمع كبيرة وكفاءة ضوئية عالية.

إذن ووفقاً لما سبق يمكن تأكيد الجدوى الكبيرة لمفهوم الفرن الشمسي ذي التركيز المباشر بوصفه الطباخ المدمج الأكثر كفاءة والذي يملك أفضل الإمكانيات المستقبلية. يجمع هذا الطباخ بين ميزات تصميمي الطباخ الصندوقي والتركيزي كطريقة بديلة لجمع الطاقة الشمسية المركزة والذي سيعزز بشكل كبير من الكفاءة الإجمالية للطباخ.

يمكن أن نستخدم مع الفرن الشمسي مجمعاً ذا كفاءة عالية هو عدسة فريسنل، ففي السنوات الأخيرة تم تسجيل العديد من التطبيقات لهذه العدسة في تقنيات تستخدم الطاقة الشمسية. تتفوق عدسة فريسنل على الأنواع الأخرى من المركبات أو العواكس التركيبية، فهي تصنع من رقائق من البلاستيك خفيفة الوزن ويمكن تكبيرها وتصغيرها حسب الاستطاعة المطلوبة، كما أنها تستطيع التقاط مقدار أكبر من الضوء المنحرف القادم من مصدر ضوئي ما فضلاً عن كفاءتها الضوئية العالية ونفاذيتها الممتازة. [39]

- من مساوئ الطباخات الصندوقية أن الإشعاع الشمسي الذي يتم جمعه يتم امتصاصه بشكل رئيسي من قبل سطح وعاء الطهي وخاصةً عندما تكون زوايا ارتفاع الشمس كبيرة، الأمر الذي يؤدي إلى ضعف في انتقال الحرارة إلى الطعام وتدنّي كفاءة الطباخ. كما أن معظم تصاميم هذه الطباخات تعتمد في تسخين الوعاء على تسخين الهواء الداخلي في حيز الطباخ والذي يقوم من ثم بتسخين الوعاء، وهو ما يفسر لجوء بعض الباحثين إلى تزويد الصفيحة الماصة ووعاء الطهي بزعانف خارجية لزيادة مساحة سطح التبادل الحراري مع الهواء.

وبالتالي لا بد من التركيز على أن تسخين وعاء الطهي يجب أن يكون وفق الاتجاه الطبيعي لانتقال الحرارة، أي من الأسفل إلى الأعلى. كما أنه لا بد من الإشارة إلى أن أفضل طريقة لانتقال الحرارة هي بالتوصيل الحراري عن طريق التلامس المباشر، وهو ما سيتم التركيز عليه في التصميم المقترح.

- تؤثر الخصائص الفيزيائية الحرارية للصفحة الماصة تأثيراً كبيراً في أداء الطباخات الشمسية. يجب اختيار الصفائح الماصة من مواد ذات إصلالية حرارية عالية وذات امتصاصية عالية أيضاً، كما يجب أن يكون انتقال الحرارة من الصفحة إلى الطعام في وعاء الطهي أعلى ما يمكن. هذه التوصية بالغة الأهمية وستكون محور البحث كما سيأتي لاحقاً.

8.1. التصميم المقترح للفرن الشمسي The proposed design of the solar cooker :

على مر السنوات الماضية كان هناك عدد كبير من الباحثين حول العالم الناشطين في مجال تصميم وتطوير أنواع مختلفة من الطباخات الشمسية. إنَّ الطباخ الشمسي الناجح هو ذلك الطباخ الذي يتماشى مع نمط حياة الأشخاص الذين يستخدمونه ويكون بسيطاً وسهل الاستثمار وسريع الطهي، حيث تعتمد سرعة الطهي على تصميم الطباخ وعلى كفاءته الحرارية، كما يجب أن يتمتع الطباخ الشمسي إلى جانب كفاءته بالديمومة والاستقرار.

انطلاقاً من التوصيات الواردة في الفقرة السابقة تم اقتراح تصميم جديد لطباخ شمسي من نوع الفرن. يبين الشكل رقم (23.1) رسماً تخطيطياً لهذا التصميم المقترح الذي يضم المكونات التالية:

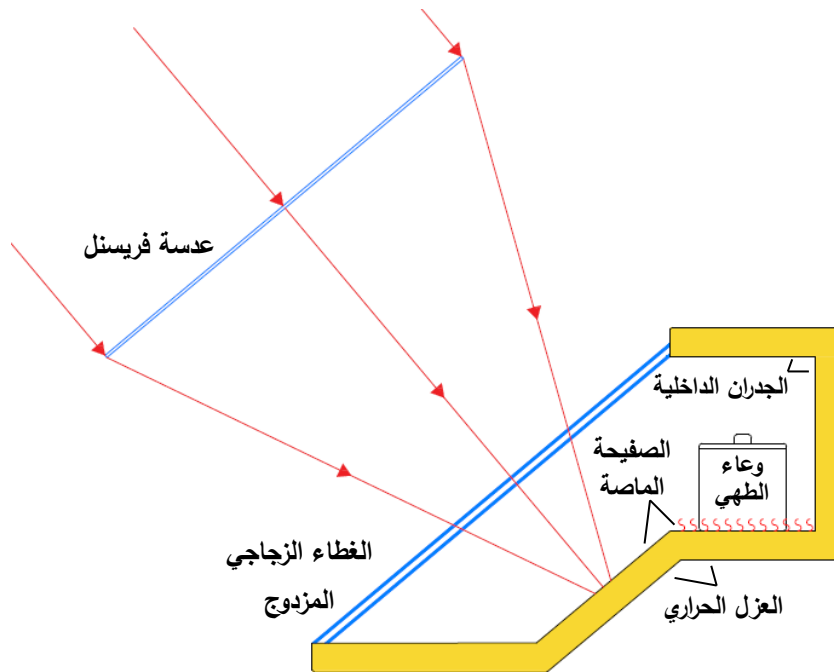
- مجمع شمسي تركيزي هو عدسة فريسنل. يمكن تحريك هذه العدسة من خلال آلية تعقب بحيث تبقى عمودية على أشعة الشمس الواردة.
- صندوق معزول، ويضم:

1. غطاء زجاجي مزدوج مائل يسمح بمرور أشعة الشمس المركزة باتجاه الصفحة الماصة ويمنع مرور الأشعة الحرارية ذات طول الموجة الأكبر القادمة من المكونات الداخلية الساخنة في الفرن، كما يخفف من الضياعات الحرارية بالحمل باتجاه الوسط المحيط.

2. صفحة ماصة مصنوعة من مادة ذات إصلالية حرارية جيدة وامتصاصية عالية لأشعة الشمس. تتكون الصفحة الماصة من قسمين؛ قسم مائل بزاوية معينة بحيث يكون عمودياً على زاوية ارتفاع الشمس الوسطية خلال ساعات الذروة من النهار، وبالتالي الحصول على قدر أكبر من الإشعاع الشمسي، وقسم أفقي يوضع عليه وعاء الطهي.

3. وعاء طهي أسطواني مصنوع من مادة ذات إصلالية حرارية جيدة. يتم الوصول إلى الوعاء عن طريق فتحة في الجدار الخلفي كما هو الحال في الأفران التقليدية.

تم الأخذ بالاعتبار في هذا التصميم فكرة أن الطهي هو عملية تفاعلية باستمرار، ففي التصميم التقليدي للطباخات الصندوقية الشمسية، يُتوقع أن يوضع الطعام لمرة واحدة في الصندوق ويُخرج بعد فترة مناسبة من الزمن دون السماح بالتدخل. يعود ذلك إلى أنه متى فُتح غطاء الطباخ (والذي هو الغطاء الزجاجي الذي تمر عبره الطاقة التي يتم جمعها) تضيع كمية كبيرة من الحرارة المحتبسة إلى الخارج. بسبب هذه المشكلة فإن الطباخ التقليدي قد لا يلبي متطلبات مستخدمه. [13] إن الطباخ الذي يكون فيه الغطاء الزجاجي ثابتاً ويكون مزوداً بفتحة جانبية خلفية سيسمح بحرية التفاعل أثناء عملية الطهي. إضافة إلى أن هذا التصميم يعتبر آمناً حيث سيحمي المستخدم من التعرض لأشعة الشمس المركزة والمنعكسة القوية والتي قد تسبب له الحروق وتؤدي بصره وخاصة إذا كان سطح الطهي لا يتعرض لأشعة الشمس.



الشكل رقم (23.1): التصميم المقترح للفرن الشمسي الجديد.

كما يعتمد هذا التصميم في تسخين الطعام بشكل رئيسي على عملية انتقال الحرارة بالتوصيل من الصفحة الماصة إلى قاعدة وعاء الطهي، بعكس معظم الطباخات الصندوقية التي يتم فيها انتقال الحرارة إلى الطعام عن طريق امتصاص غطاء الوعاء لأشعة الشمس وبالحمل الحر من الهواء الداخلي إلى جدران الوعاء، وهو أمر إيجابي كما ذكر سابقاً.

ستكون الخصائص الفيزيائية والشكل الهندسي للصفحة الماصة محل دراسة معمقة في الفصول القادمة بهدف تحسين كفاءة تحويل الطاقة وانتقال الحرارة في الفرن الشمسي المقترح.

إن الهدف من اقتراح تصميم جديد هو توحيد ودمج المفاهيم المتعددة التي طورها الباحثون وتجسيدها في تصميم واحد، إضافة إلى ضبط هذه التطورات وتحسينها إن أمكن، وتبسيط الضوء على الجانب الأكثر أهمية والذي لم يُعطَ حقه كما يجب في الدراسات السابقة وهو موضوع كفاءة تحويل الطاقة وانتقالها عبر الصفحة الماصة.

نمذجة ومحاكاة نظام الفرن الشمسي المقترح

Modeling and Simulation of the Proposed Solar Oven System

1.2. تعريف بالنمذجة والمحاكاة: Introducing modeling and simulation

يُعرّف النموذج الرياضي بشكل عام على أنه صيغة أو معادلة تعبر عن السمات الأساسية لنظام فيزيائي ما أو عملية ما باستخدام مصطلحات رياضية [45]، والنمذجة الرياضية هي عملية إعداد النموذج الرياضي. تُستخدم النماذج الرياضية في العديد من الاختصاصات كالعلوم الفيزيائية والطبية والاجتماعية وعلوم الأحياء والبيئة والاختصاصات الهندسية وغيرها.

إن فائدة وجود نموذج هي التمكن من استكشاف السلوك الفعلي لنظام ما بطريقة اقتصادية وآمنة، حيث تساعد النمذجة في شرح النظام وتقديم فهم أعمق للعمليات ذات الصلة ودراسة تأثيرات المكونات المختلفة والتنبؤ بالسلوك، وهي بسبب طبيعتها التنبؤية هذه تساعد في صنع القرار، وهي من نقاط القوة الأساسية لها. [46,47]

بسبب التنوع الكبير في التطبيقات التي تستخدم فيها النماذج الرياضية فإنها تأخذ عدة أشكال وأنواع، كنماذج إحصائية أو معادلات تفاضلية وغيرها، وقد تتداخل الأشكال المختلفة للنماذج، بعض النماذج قد تكون دقيقة جداً في تنبؤاتها، في حين قد تكون نماذج أخرى أكثر قابلية للتأويل والتفسير وخصوصاً في حالة الأنظمة الكبيرة التي تتضمن الكثير من الآليات المتفاعلة. [46]

من الجيد أن نتذكر أن النماذج ليست واقعاً ولا يجب الترويج لها على أنها كذلك، وإنما تعتبر جزءاً قيمياً ولا يتجزأ من منهجية متعددة التخصصات موجهة نحو اتخاذ القرار في المسائل التي تواجهنا اليوم. [46]

المحاكاة الحاسوبية هي عملية النمذجة الرياضية المنفذة على الحاسب والمصممة من أجل التنبؤ بسلوك أو خرج نظام ما. نظراً لأن المحاكاة الحاسوبية تسمح بالتحقق من موثوقية النماذج الرياضية فقد أصبحت أداة مفيدة للنمذجة الرياضية للعديد من الأنظمة الهندسية. يمكن استخدام المحاكاة لاستكشاف واكتساب فهم جديد لتقنيات جديدة وتقديم الأدوات اللازمة للحصول على حلول للنماذج كبديل عن التجريب بنظام حقيقي.

يتم تنفيذ المحاكاة الحاسوبية من خلال تشغيل برنامج حاسوبي قد يكون إما صغيراً يعمل على الفور على أجهزة صغيرة أو كبيراً يعمل لساعات أو أيام على مجموعة من الأجهزة المترابطة بشبكة.

من جهة، النموذج الحاسوبي هو الخوارزميات والمعادلات المستخدمة لمعرفة سلوك النظام الذي يتم نمذجته، لكن من جهة أخرى، المحاكاة الحاسوبية هي التشغيل الفعلي للبرنامج الذي يتضمن هذه المعادلات والخوارزميات، وبالتالي المحاكاة هي عملية تشغيل النموذج. إذن لا يمكن بناء محاكاة وإنما يمكن بناء نموذج ومن ثم تشغيل النموذج أو تشغيل المحاكاة.

من المهم أن تستخدم المحاكاة بعناية ومعرفة وقليل من الحكمة خشية أن تكون النتائج غير مفهومة أو مضللة. في حال استخدمت بصورة صحيحة، يمكن أن تعطي المحاكاة فهماً استثنائياً لعمليات وحالات النظام الفيزيائي، كما يمكن للمحاكاة أن توفر الوقت والمال في الأسواق التنافسية اليوم.[47]

في العلوم الفيزيائية يتضمن النموذج الرياضي التقليدي معظم العناصر التالية:

1. معادلات حاكمة governing equations.

وهي المعادلات التي تصف كيفية تغير قيم المتغيرات المجهولة (المتغيرات التابعة) مع تغير واحد أو أكثر من المتغيرات المعلومة (المتغيرات المستقلة)، كمعادلات توازن الطاقة.

2. نماذج فرعية تكميلية أو مساعدة supplementary sub-models:

- معادلات تعريفية defining equations، وهي المعادلات التي تعرف مقادير جديدة بدلالة مقادير أساسية.
- معادلات تأسيسية constitutive equations، المعادلة أو العلاقة التأسيسية هي علاقة بين مقدارين فيزيائيين وهي خاصة بمادة ما أو عنصر ما، تقارب هذه العلاقة استجابة هذه المادة لمحضر خارجي، كعلاقات الإيصالية الحرارية والمقاومة الحرارية والسعة الحرارية.

3. فرضيات وقيود assumptions and constraints:

- شروط أولية وحدية initial and boundary conditions.
- قيود تقليدية classical constraints.

من حيث المبدأ وكما ذكر سابقاً، يمكن شرح سلوك الأنظمة الديناميكية من خلال معادلات وصيغ رياضية، هذه المعادلات والصيغ تجسد إما مبادئ علمية أو ملاحظات تجريبية أو كليهما معاً ذات صلة بالنظام. عندما تتغير بارامترات ومتغيرات النظام بشكل مستمر مع الزمن فإن النموذج يتألف من معادلات جبرية وتفاضلية مقترنة بعضها ببعض. في بعض الحالات قد تستخدم جداول بحث تحتوي على بيانات تجريبية لحساب البارامترات. مجموعة المعادلات والبيانات العددية هذه المستخدمة لوصف السلوك الديناميكي لنظام ما بمصطلحات وتعابير كمية يشار إليها على أنها النموذج الرياضي للنظام.[47]

تظهر النماذج ذات المعادلات التفاضلية الجزئية عندما يكون أحد المتغيرات تابعاً لمتغيرين مستقلين أو أكثر. النماذج الرياضية للأنظمة الديناميكية التي يكون فيها المتغير المستقل الوحيد هو الزمن تشمل معادلات تفاضلية عادية ordinary differential equations. يطلق على نماذج المعادلات التفاضلية العادية للأنظمة الديناميكية اسم نماذج البارامتر الإجمالي lumped parameter model، لأن التغير المكاني لبارامترات النظام مهمل أو تتم مقارنته بمقاطع أو أجزاء إجمالية ذات قيم بارامترية ثابتة.[47]

2.2. نمذجة ومحاكاة الطباخات الشمسية Modeling and simulation of solar cookers

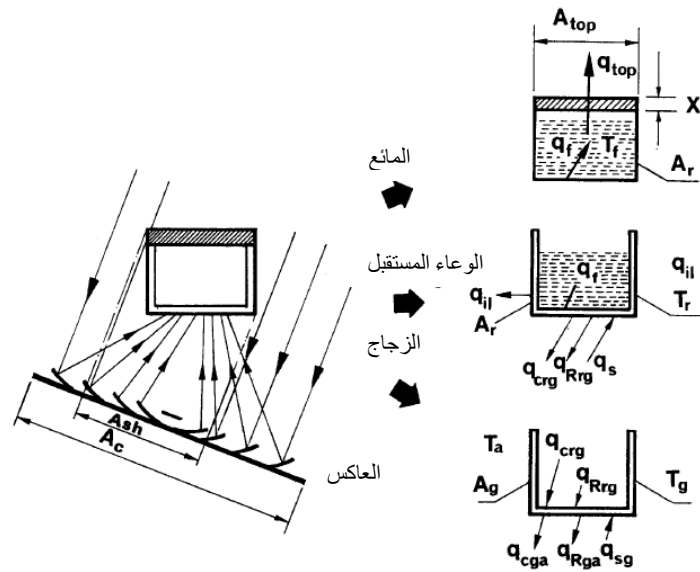
إن فهم عمل الطرق المختلفة لعمليات انتقال الحرارة ضمن نظام الطباخ الشمسي وتأثير البارامترات المختلفة في أدائه يمكن أن يؤدي إلى تصميم يتغلب على بعض نقاط النقص أو العيوب في الطباخات الحالية، كطول زمن الطهي، كما يساعد في كسب إدراك أفضل لمدى فعاليتها في ظل الظروف المختلفة. كذلك لا بد من معرفة تغيرات درجات حرارة جميع مكونات النظام، حيث إنه في أنظمة الطهي الشمسي تعتبر درجة الحرارة التي يمكن إيصال السائل لها محدداً ليس فقط لأنواع الطعام التي يمكن طهيها وإنما أيضاً لزمن الطهي.

لذلك هناك حاجة لإعداد نماذج حرارية ديناميكية مفصلة لأنظمة الطهي الشمسي والتي تعتبر وسيلة رئيسية لتحسين كفاءتها وأمثلة ظروف عملها. [48]

يركز العمل في هذا الفصل على إعداد النموذج الرياضي للفرن الشمسي المقترح المزود بعدسة فريسنل كمجمع شمسي تركيزي. من خلال توظيف هذا النموذج سيتم إجراء محاكاة حاسوبية للفرن في ظل ظروف مناخية وبارامترات تشغيلية محددة بهدف التنبؤ بسلوكه الحراري ودراسة وتقييم أدائه.

لكن قبل البدء بوضع النموذج الرياضي للنظام المدروس سيكون من الجيد الاطلاع على أهم الأبحاث التي تناولت دراسة سلوك الطباخات الشمسية باستخدام النمذجة الرياضية والمحاكاة الحاسوبية.

طوّر Khalifa ورفاقه فرنًا شمسيًا جديدًا يسمح بالتسخين من الأسفل والجوانب ويمده بالطاقة الشمسية المركزة عاكس حلزوني، وأعدوا نموذجاً رياضياً لهذا الفرن من أجل محاكاة سلوكه الحراري والتنبؤ بالأداء الأمثل له في ظل ظروف مناخية مثالية. يعتمد النموذج الرياضي على معادلات التوازن الحراري لمكونات الفرن الثلاثة والتي هي وعاء الطهي والزجاج والوعاء (الماء أو زيت الزيتون)، كما هو مبين في الشكل رقم (1.2)، هذه المعادلات هي بشكل معادلات تفاضلية من الدرجة الأولى.



الشكل رقم (1.2): التوازن الحراري لمكونات الفرن، Khalifa et al. 1987.

استخدم الباحثون خوارزمية رانج-كوتا من الدرجة الرابعة لحل جملة المعادلات حلاً عددياً بعد إعداد برنامج حاسوبي باستخدام لغة البرمجة Fortran. الخطوة الزمنية المختارة لعملية التكامل هي 1 [s] والتي أعطت ارتباطاً دون 2% في العمليات الحسابية خلال كامل مجال التكامل. تم افتراض قيم محددة لمعاملات انتقال الحرارة بالحمل وللخصائص الفيزيائية لكل من الماء والزيت والهواء. كما تم إجراء تجارب تسخين للماء والزيت وتجارب طهي أيضاً، وحصل الباحثون على توافق جيد بين نتائج الدراسة النظرية والتجريبية. [40]

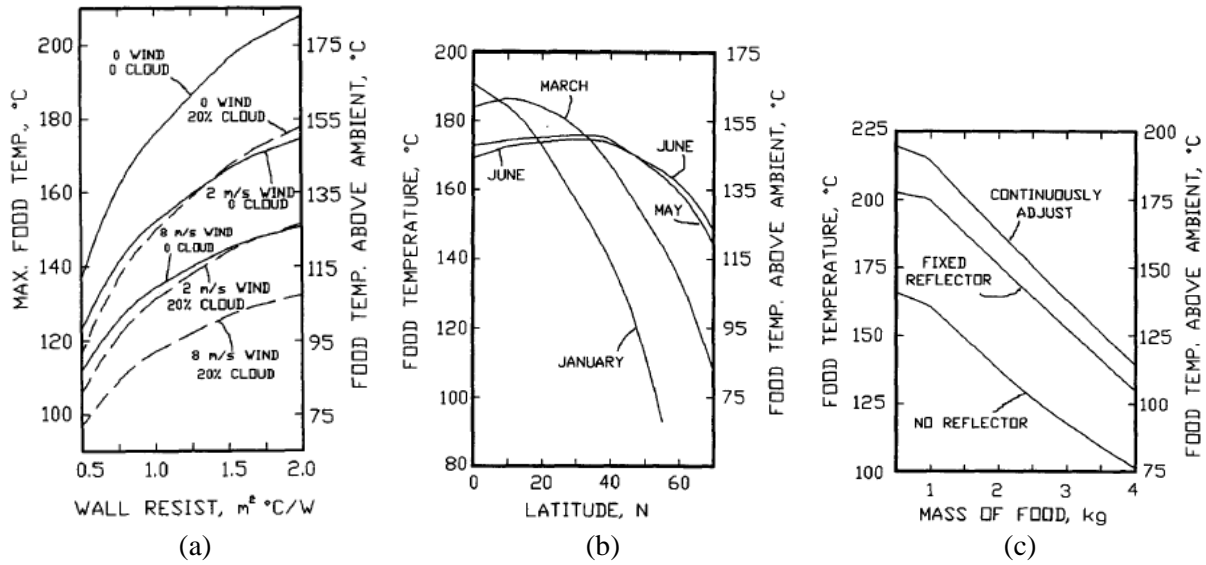
في دراسة بارامترية قام بها Jubran و Al-Saad قدما فيها تحليلاً نظرياً ودراسة أداء لطباخ شمسي صندوقي. أعد الباحثان النموذج الرياضي عن طريق تحليل التوازن الحراري لمكونات الطباخ. في تحليلهما تتغير خصائص مواد الطهي (الماء والزيت) وقيمة معامل الضياع الحراري الإجمالي كتابع لدرجة حرارة الصفيحة الماصة والطعام، لكن تبقى خصائص الهواء الداخلي ثابتة.

تم حل جملة المعادلات الحرارية باستخدام الحاسب ومن خلاله تم محاكاة سلوك الطباخ والتنبؤ بدرجات حرارة مكوناته. كما أنجز الباحثان دراسة أمثلة بارامترية مستخدمين عدة بارامترات مهمة في الطباخ من خلال دراسة تأثيرها في أدائه. هذه البارامترات هي عدد الأغذية الزجاجية وعدد العواكس وزاوية ميلانها وأبعاد الطباخ ووعاء الطهي وثخانة العزل الحراري. ذكر الباحثان أنه تمت مقارنة نتائج دراستهما النظرية بالنتائج التجريبية المقدمة في بحث سابق يعود لهما ووجدوا أن التوافق بينها منطقي.

من أهم النتائج التي توصل إليها الباحثان أنه بزيادة قطر وعاء الطهي يحدث تحسن ملحوظ في أداء الطباخ ويكون التحسن أفضل ما يمكن عندما تكون نسبة قطر الوعاء إلى عرض الطباخ مساوية للواحد، ومن ناحية أخرى لا يتأثر أداء الطباخ بتغيير عمق الوعاء. [49]

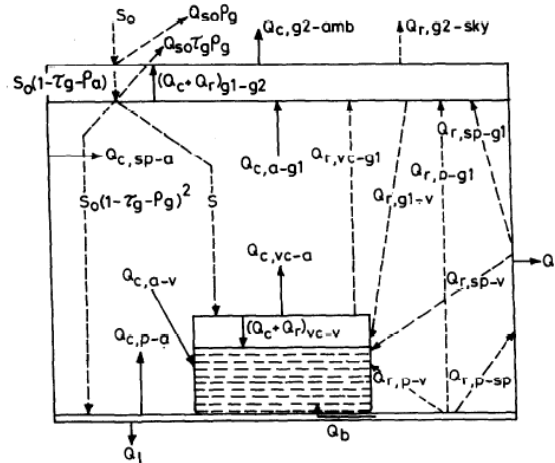
في دراسة نظرية قام بها Pejack قدم فيها النموذج الرياضي لعمليات انتقال الحرارة في طبّاخ شمسي صندوقي، وباستخدام المحاكاة الحاسوبية تم إيجاد درجات حرارة مكونات الطباخ مع تغير الإشعاع الشمسي خلال فترة الطهي وتأثير الظروف المختلفة في درجة حرارة الطعام (الماء) من خط العرض والشهر والرياح والغيوم وكمية الماء والمقاومة الحرارية للجدران وتعديل اتجاه الطباخ أثناء الطهي، كما هو مبين في الشكل رقم (2.2).

اعتبر الباحث أن الطعام منتظم مكانياً من حيث درجة الحرارة والخصائص ولا يوجد تبخر للماء ولا تسرب للهواء، كما تعامل مع أسطح الجدران الداخلية والأرضية كسطح واحد بدرجة حرارة وسطية واحدة وحسب قيم معامل الشكل له بشكل وسطي حسب المساحة، واعتبر أيضاً أن كتلة الهواء مهمة وأخذ قيم خصائصه عند درجة حرارة وسطية تقريبية تساوي 75°C ، كما افترض أن وعاء الطهي بشكل كرة. تم استخدام علاقات انتقال الحرارة بالحمل الحر التي يكون فيها معامل الحمل تابعاً لرقمي نوسيلت ورايلييه. [50]

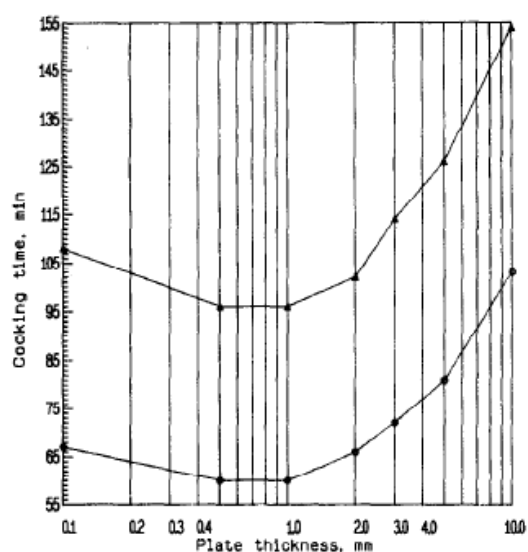


الشكل رقم (2.2): (a) تأثير سرعة الرياح والغطاء الغيمي والمقاومة الحرارية للجدران في درجة حرارة الطعام، (b) تأثير خط العرض والشهر في درجة حرارة الطعام (c) تأثير طريقة تشغيل الطباخ في درجة حرارة الطعام، Pejack, 1991.

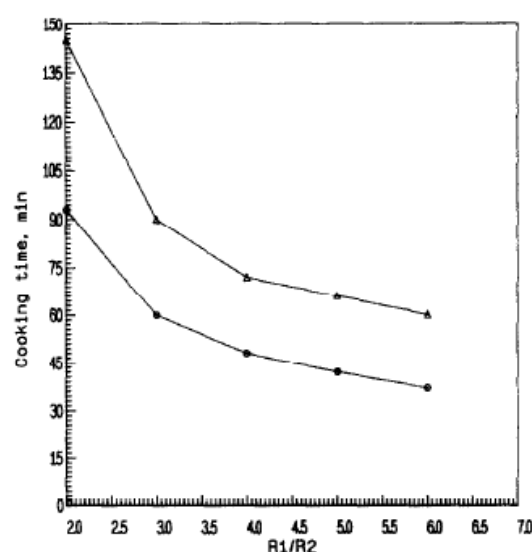
في الورقتين البحثيتين اللتين قدمهما Thulasi Das ورفاقه قدموا فيهما النماذج الرياضية الحرارية وعمليات التحليل والمحاكاة لطباخات شمسية صندوقية محملة بوعاء طهي أو اثنين أو أربعة ومزودة بعاكس مسطح. درس الباحثون الأهمية النسبية لمعدلات التبادل الحراري المختلفة في الطباخ، والتي يبينها الشكل رقم (3.2)، وتأثير بعض البارامترات في أدائه، كثخانة وقياس الصفيحة الماصة وإصدارية أوعية الطهي وثخانة العزل الحراري، كما هو مبين في الشكل رقم (4.2). النماذج الرياضية هي عبارة عن مجموعة من معادلات التوازن الحراري لمكونات الطباخ وهي معادلات تفاضلية من الدرجة الأولى يمكن من خلال حلها الحصول على تغير درجات حرارة مكونات الطباخ مع الزمن، والمبين في الشكل رقم (5.2)، بعد معرفة بعض الشروط كالإشعاع الشمسي ودرجة حرارة الوسط المحيط ودرجات الحرارة الأولية لمكونات الطباخ. أهمل الباحثون في نماذجهم الرياضية الضياع الحراري الناتج عن تبديل الهواء بين داخل الطباخ والوسط المحيط.



الشكل رقم (3.2): العمليات المختلفة للتبادل الحراري في الطباخ، Thulasi Das et al. 1994.

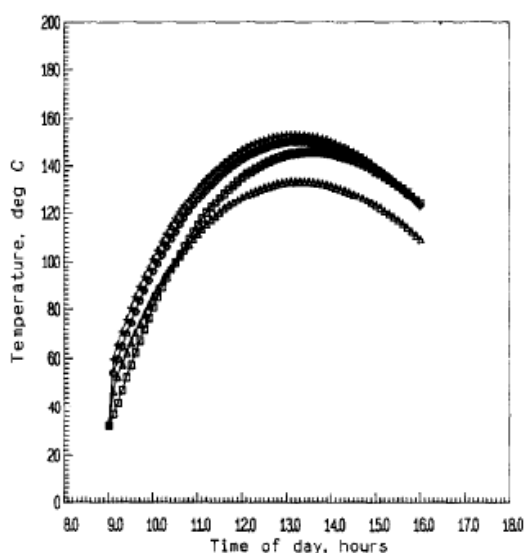


(a)

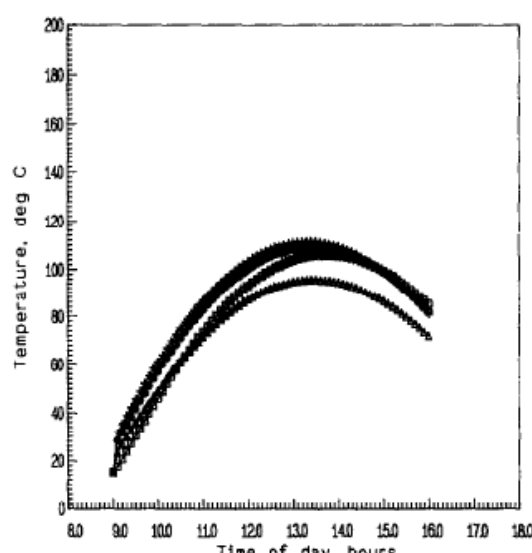


(b)

الشكل رقم (4.2): (a) تأثير ثخانة الصفيحة الماصة في زمن الطهي ، (b) تأثير نسبة القطر المكافئ للصفيحة الماصة إلى قطر الوعاء في زمن الطهي، في يوم 15 نيسان ○ ويوم 10 كانون الأول △، Thulasi Das et al. 1994.



(a)

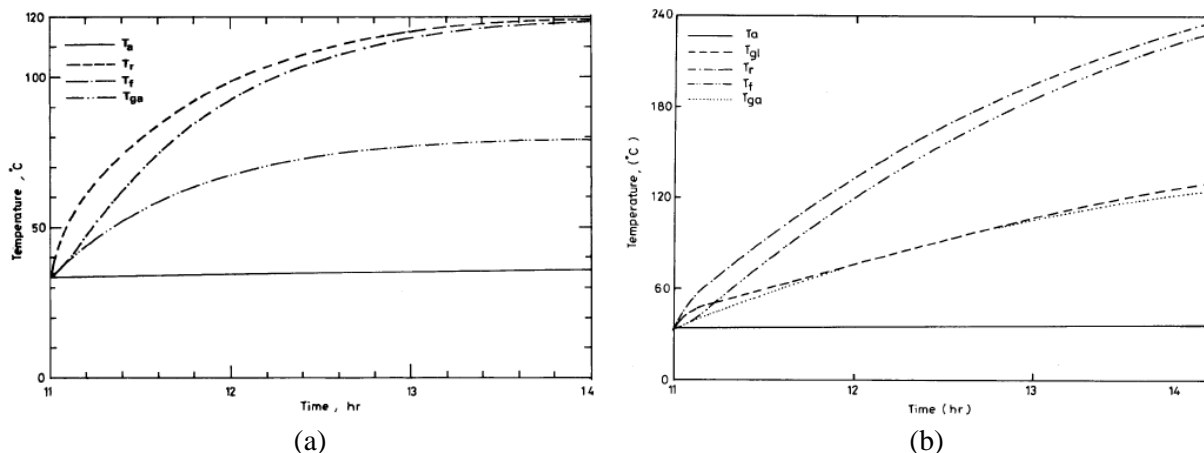


(b)

الشكل رقم (5.2): تغير درجات حرارة مكونات الطبخ مع الزمن في يوم 15 نيسان (a) ويوم 10 كانون الأول (b)، Thulasi Das et al. 1994.

لحل النماذج الرياضية المقدمة كان لا بد للباحثين من معرفة العديد من معاملات انتقال الحرارة ومعاملات الشكل. تم تحديد قيم معاملات انتقال الحرارة بالحمل من العلاقات التجريبية بدلالة رقمي Ra و Nu . كما تم تحديد معاملات الشكل اللازمة في حساب معاملات انتقال الحرارة بالإشعاع، والتي يعتبر تحديدها أمراً معقداً، بالاعتماد على جداول معاملات الشكل الواردة في مراجع انتقال الحرارة بعد افتراض بعض الفرضيات التبسيطية، وتم تحديد قيم بعض معاملات انتقال الحرارة من خلال إجراءات تجريبية، مع افتراض قيم جميع معاملات انتقال الحرارة والخصائص الفيزيائية الحرارية ثابتة. [15,16]

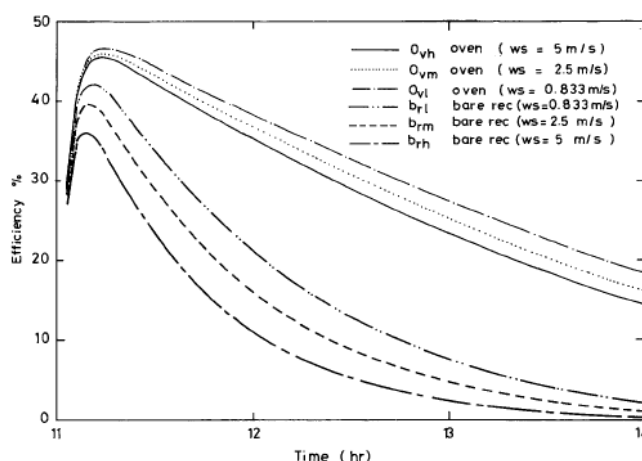
قدم Habeebullah ورفاقه بحثاً نظرياً قاموا فيه بإعداد معادلات التوازن الحراري العابر من أجل التنبؤ بالسلوك الحراري لطباخ شمسي تركيزي يستخدم مركزاً قطعياً مكافئاً. لجأ الباحثون لعملية المحاكاة ليبيّنوا نظرياً ميزة استخدام وعاء طهي من نوع الفرن (معزول ومزود بغطاء زجاجي) مقارنةً بوعاء طهي مكشوف.



الشكل رقم (6.2): درجات الحرارة المتوقعة للوعاء المكشوف ووعاء الفرن في حالة تسخين زيت الزيتون عند سرعة رياح 2.5

[m/s], Habeebullah et al. 1995.

بيّن البحث أن الوعاء من نوع الفرن يتميز بدرجات حرارة أعلى لمائع الطهي وكفاءة إجمالية أعلى مقارنةً بالوعاء العادي المكشوف عندما يعملان في نفس الظروف، الشكل رقم (7.2). فُسّر ذلك بأن الأخير حساس جداً لسرعة الرياح، وبالتالي فإن الطباخات التركيبية المزودة بأوعية مكشوفة ستقتل في العمل عندما تكون سرعات الرياح عالية. من ناحية أخرى، أثبت الوعاء من نوع الفرن أن عمله مستقل عملياً عن سرعة الرياح، إضافةً إلى تأكيد أن الطهي بدرجات حرارة عالية ممكن فقط في هذا النوع من الأوعية.



الشكل رقم (7.2): منحنيات الكفاءة اللحظية المتوقعة للطباخ في حالة تسخين زيت الزيتون، Habeebullah et al. 1995.

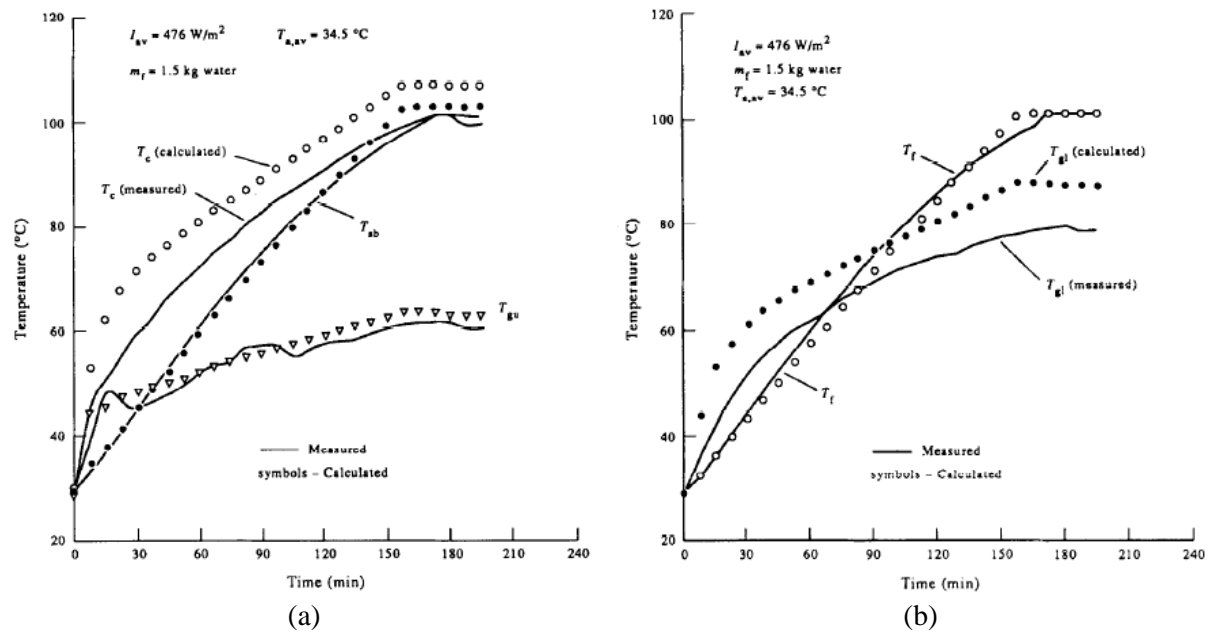
تم حل النموذج الرياضي والذي هو عبارة عن مجموعة من المعادلات التفاضلية من الدرجة الأولى بالتكامل العددي باستخدام طريقة رانج-كوتا من الدرجة الرابعة وذلك بمساعدة الحاسب. تم اختيار قيمة الخطوة الزمنية لعملية التكامل مساوية لـ 1 [s]، حيث ذكر الباحثون أنها القيمة الأفضل التي حققت تقارباً مقبولاً في الحل. تم

التحقق من دقة النتائج الحاسوبية من خلال جمع القيم اللحظية لمعدلات التبادل الحراري المختلفة المرافقة لعملية الطهي ومقارنة المجموع بالقيمة اللحظية للإشعاع الشمسي الوارد. [51]

اعتبر الباحثون أن بارامترات الدخول للنموذج الحاسوبي ثابتة، شملت هذه البارامترات الخصائص الفيزيائية وأبعاد مكونات الطباخ ومعاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر وبارامترات الطقس، باستثناء بارامتر شدة الإشعاع الشمسي الذي تم اعتباره متغيراً أثناء عملية المحاكاة بناءً على قيم آنية تم قياسها واقعياً.

في ثلاثة أبحاث قام بها El-Sibai ورفاقه قدموا في كل منها نموذجاً رياضياً لطباخ شمسي صندوقي. افترض الباحثون في أبحاثهم أن قيم معاملات انتقال الحرارة تابعة لدرجة الحرارة، لكنهم أهملوا الساعات الحرارية لجميع مكونات الطباخ ماعدا سائل الطهي (الماء) وافترضوا أن خصائصه الفيزيائية والحرارية ثابتة، كما أهمل الباحثون الضياعات الحرارية عبر جدران الطباخ.

في البحث الأول قام الباحثون بتصميم وتصنيع طباخ صندوقي تم إزالة الصفيحة الماصة منه وتزويده بعواكس داخلية متدرجة بدلاً من عواكس خارجية وقدموا نموذجاً رياضياً عابراً له يستند إلى الحل التحليلي لمعادلات التوازن الحراري لعناصر الطباخ. تم دراسة أداء الطباخ نظرياً من خلال المحاكاة الحاسوبية وتجريبياً في مخبر باستخدام محاكٍ شمسي. حصل الباحثون على توافق جيد بين درجات الحرارة المحسوبة والمقاسة لكل من جدار وقاعدة وعاء الطهي والغطاء الزجاجي والخارجي ومائع الطهي، في حين أن النموذج أعطى قيماً أعلى بحوالي 8% و 10% لكل من درجة حرارة غطاء الوعاء و الغطاء الزجاجي الداخلي على الترتيب، كما هو مبين في الشكل رقم (8.2).

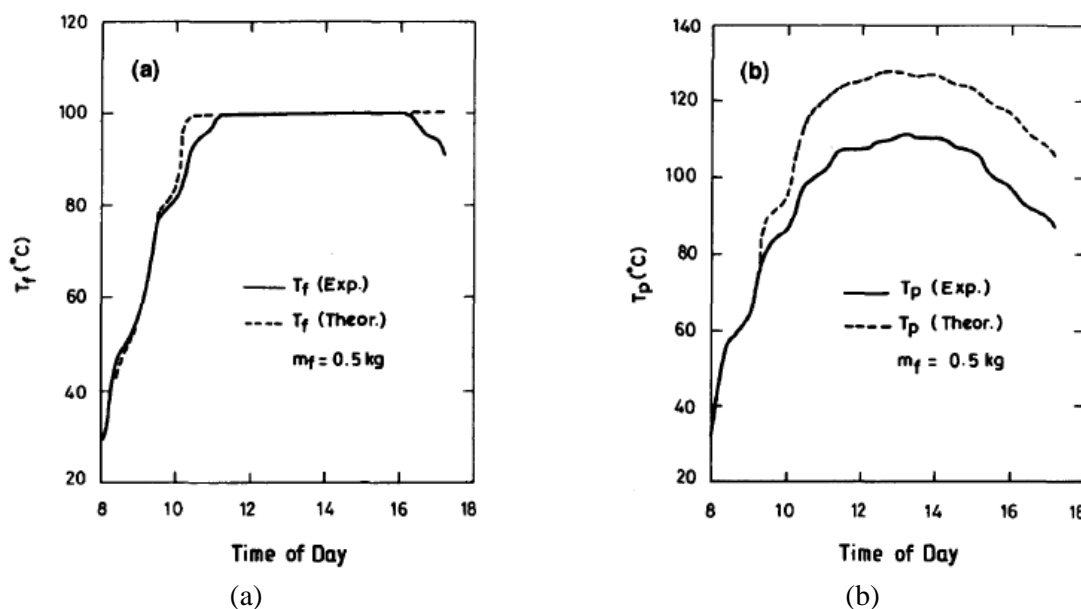


الشكل رقم (8.2): مقارنة بين درجات الحرارة المقاسة والمحسوبة لغطاء وعاء الطهي T_c وجدرانه وقاعدته T_{sb} وللغطاء الزجاجي العلوي T_{gu} (a) وللغطاء الزجاجي السفلي T_{gi} ومائع الطهي T_f (b) أثناء غلي 1.5 [kg] من الماء عند شدة إشعاع شمسي

.El-Sibai, 1994، 476 [W/m²]

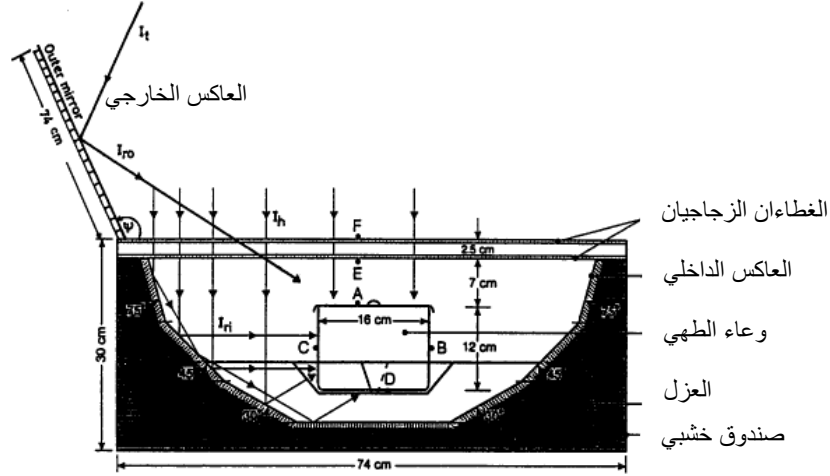
تم تفسير ذلك بالارتياح في العلاقات المستخدمة لحساب معاملات انتقال الحرارة بالحمل من غطاء الوعاء إلى الغطاء الزجاجي الداخلي ومنه إلى الغطاء الزجاجي الخارجي.

في البحث الثاني الطباخ مزود بعاكس خارجي ويعتمد نموذج الرياضياتي العابر على الحل التحليلي لمعادلات التوازن الحراري لعناصره ولكن باستخدام طريقة Cramer. تم دراسة أداء الطباخ من خلال المحاكاة بمساعدة الحاسب ومقارنة النتائج التي تم الحصول عليها مع نتائج تجريبية سابقة. بينت المقارنة أن التوافق كان جيداً بين درجة الحرارة المقاسة والمحسوبة لمائع الطهي، بينما في حالة الصفيحة الماصة كان التوافق جيداً حتى الوصول إلى نقطة الغليان للماء بعدها بدأ النموذج بإعطاء قيم أكبر لدرجة الحرارة بحوالي 10%، كما هو مبين في الشكل رقم (9.2)، وفسر الباحثون ذلك بالارتياح في العلاقات المستخدمة في حساب معاملات انتقال الحرارة بالحمل وحساب الإشعاع الشمسي المباشر الساقط على المرآة، كما أن هناك مصدراً آخر للخطأ هو ضياعات التبخر التي لم يتم تضمينها في النموذج النظري. [52]

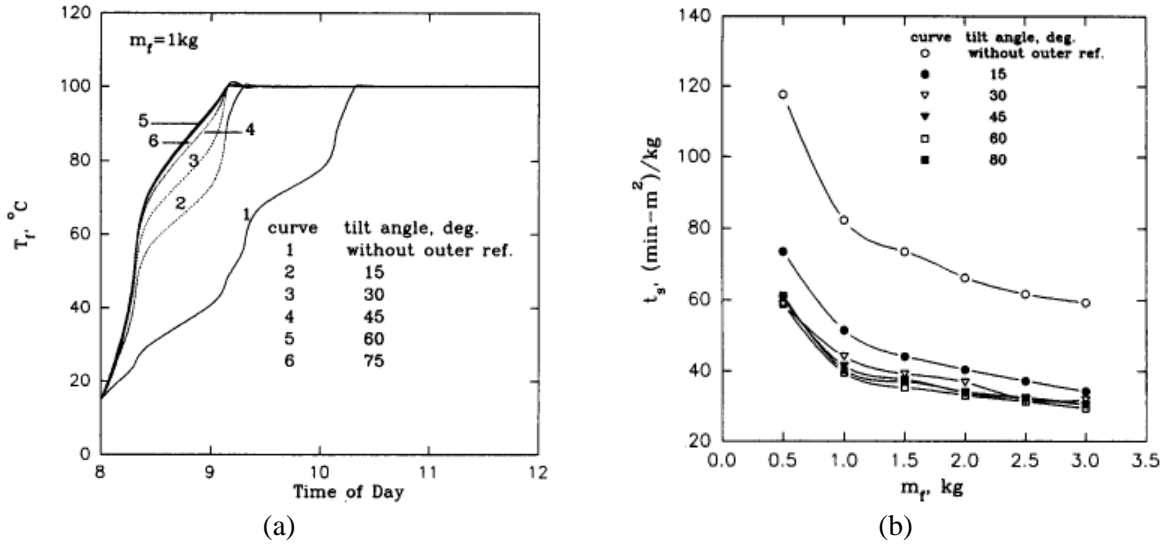


الشكل رقم (9.2): مقارنة بين القيم المقاسة والمحسوبة لدرجة حرارة مائع الطهي (a) والصفيحة الماصة (b) عند غلي 0.5 [kg] من الماء في يوم صيفي، El-Sibaii, 1997.

في البحث الثالث جمع الباحثون بين العاكس الداخلي المتدرج و العاكس الخارجي في طباخ شمسي صندوق واحد، الشكل رقم (10.2)، وقدموا النموذج الرياضي العابر لهذا الطباخ كما هو الحال في البحثين السابقين. تم دراسة أداء الطباخ باستخدام المحاكاة الحاسوبية وذلك من خلال كفاءة الطباخ وبارامترتي زمن الغلي النوعي والمميز من أجل زوايا ميل مختلفة للعاكس الخارجي، الشكل رقم (11.2)، في يوم شتوي (20 من شهر كانون الثاني) في مدينة طنطا في مصر. [12]



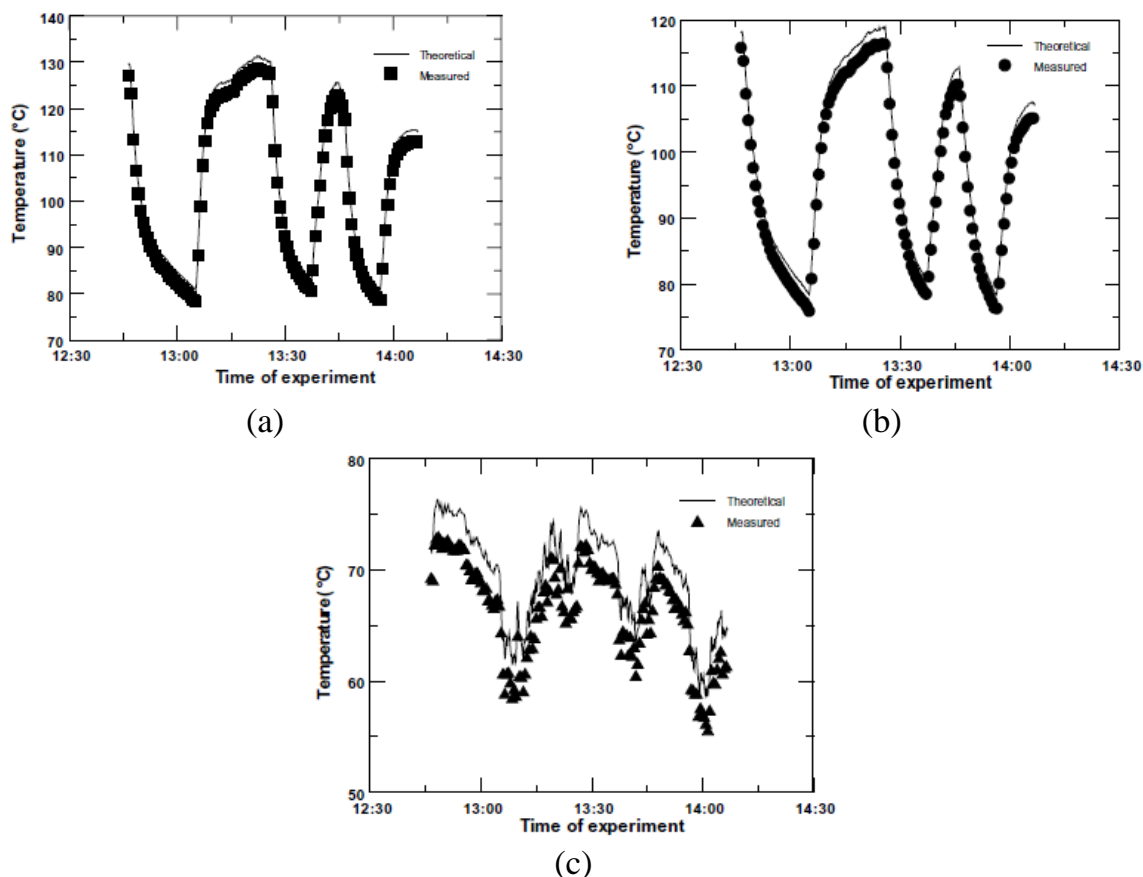
الشكل رقم (10.2): رسم تخطيطي للطبخ الشمسي الصندوقي المزود بعاكس داخلي متدرج وآخر خارجي، El-Sibaii, 1997.



الشكل رقم (11.2): (a) تغير درجة حرارة مائع الطهي مع الزمن و (b) تغير الزمن النوعي لغلجان الماء مع تغير كمية الماء من أجل قيم مختلفة لزوايا ميل العاكس الخارجي، El-Sibaii, 1997.

في عمل نظري وتجريبي قام به Amer قدم من خلاله تصميماً جديداً لطبخ شمسي صندوقي تتعرض فيه الصفيحة الماصة لأشعة الشمس من الأعلى والأسفل عن طريق عواكس مسطحة. استخدم الباحث التوازن الحراري العام الذي استنتجه للطبخ من أجل التنبؤ بتغير درجات الحرارة لكل مكون من مكوناته في ظروف مستقرة وعابرة. التوازن الحراري للطبخ هو عبارة عن مجموعة من المعادلات التفاضلية من الدرجة الأولى والتي تم حلها عددياً باستخدام طريقة رانج-كوتا من الدرجة الرابعة عن طريق برنامج حاسوبي. مدخلات البرنامج هي ظروف الطقس ودرجات الحرارة الأولية والأبعاد وخصائص المواد، إضافة إلى الخطوة الزمنية التي أخذت مساوية لـ 1 [s]. اعتمد الباحث قيماً محددة للخصائص الفيزيائية لمواد الطبخ (الصفيحة الماصة والغطاء الزجاجي) وكذلك الهواء الداخلي وحصل على معاملات انتقال الحرارة بالحمل من العلاقات الواردة في مراجعه وكذلك معاملات الشكل اللازمة لحساب التبادل الحراري بالإشعاع بين أسطح الطبخ.

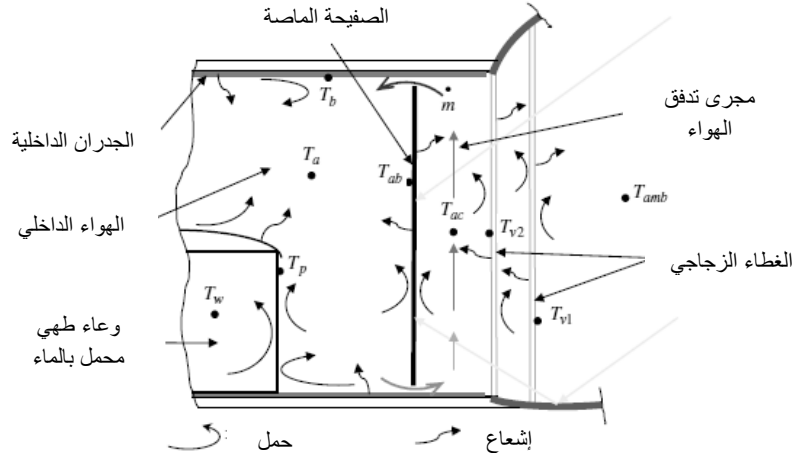
تمت مقارنة قيم درجات الحرارة المتوقعة بالقيم المقاسة المأخوذة في ظل ظروف عابرة. بينت النتائج أن التوافق بينها مقبول حيث يتراوح ضمن المجال ± 1.2 [°C] من أجل الصفيحة الماصة و ± 1.8 [°C] من أجل الهواء الداخلي و ± 2.5 [°C] من أجل الغطاء الزجاجي، كما هو مبين في الشكل رقم (12.2). [53]



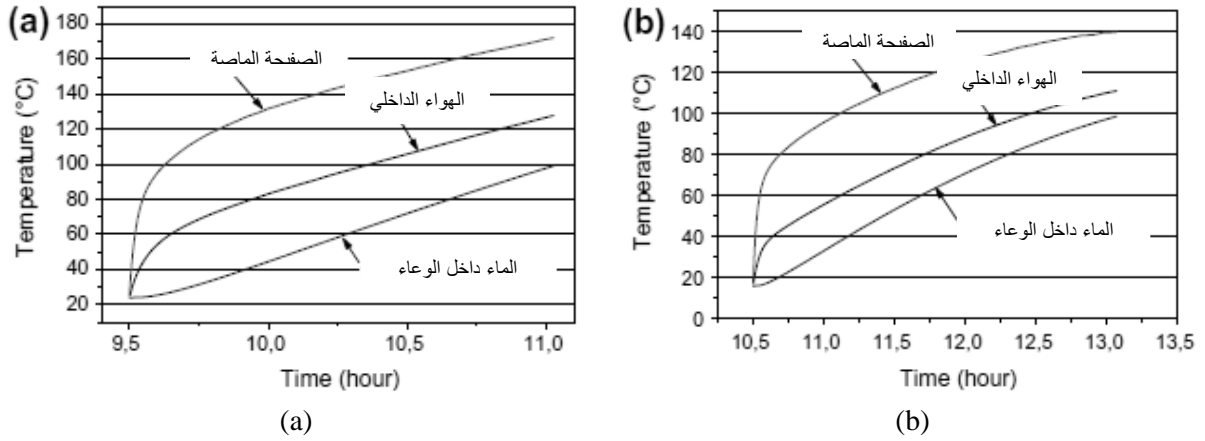
الشكل رقم (12.2): مقارنة القيم المتوقعة بالمقاسة لدرجة حرارة كل من الصفيحة الماصة (a) والهواء الداخلي (b) والغطاء الزجاجي (c)، في ظل ظروف عابرة، Amer, 2003.

في عمل قام به Ozkaymak قدم فيه دراسة نظرية وتجريبية لطباخ شمسي صندوقي أسطواني مزود بثلاثة عواكس مسطحة. تم وضع النموذج الرياضي للطباخ من خلال تطبيق معادلات التوازن الحراري على مكونات الطباخ والتي تتضمن الصفيحة الماصة ووعاء الطهي وسائل الطهي والهواء الداخلي والغطاء الزجاجي، واستخدام طريقة Cramer في حل جملة المعادلات والتنبؤ بتوزيع درجات الحرارة. يبين الشكل رقم (13.2) رسماً تخطيطياً للطباخ وعمليات انتقال الحرارة التي تتم ضمنه.

اعتمد الباحث في الحصول على نموذج الرياضي على مجموعة من الفرضيات، حيث أهمل الساعات الحرارية لمكونات الطباخ ما عدا سائل الطهي، كما أهمل الضياعات الحرارية عبر جدران الطباخ واعتبر أن الضياع يحصل فقط عبر الغطاء الزجاجي، وأهمل أيضاً انتقال الحرارة من سائل الطهي إلى الهواء فوقه في الوعاء، كما استخدم في عملية المحاكاة على الحاسب قيماً محددة للخصائص الفيزيائية لسائل الطهي وقيماً وسطية يومية لمعاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر والإشعاع والتي حصل عليها من العلاقات التجريبية الواردة في مراجعه.



الشكل رقم (14.2): النموذج الفيزيائي لنظام الفرن المدروس، Harmim et al. 2012

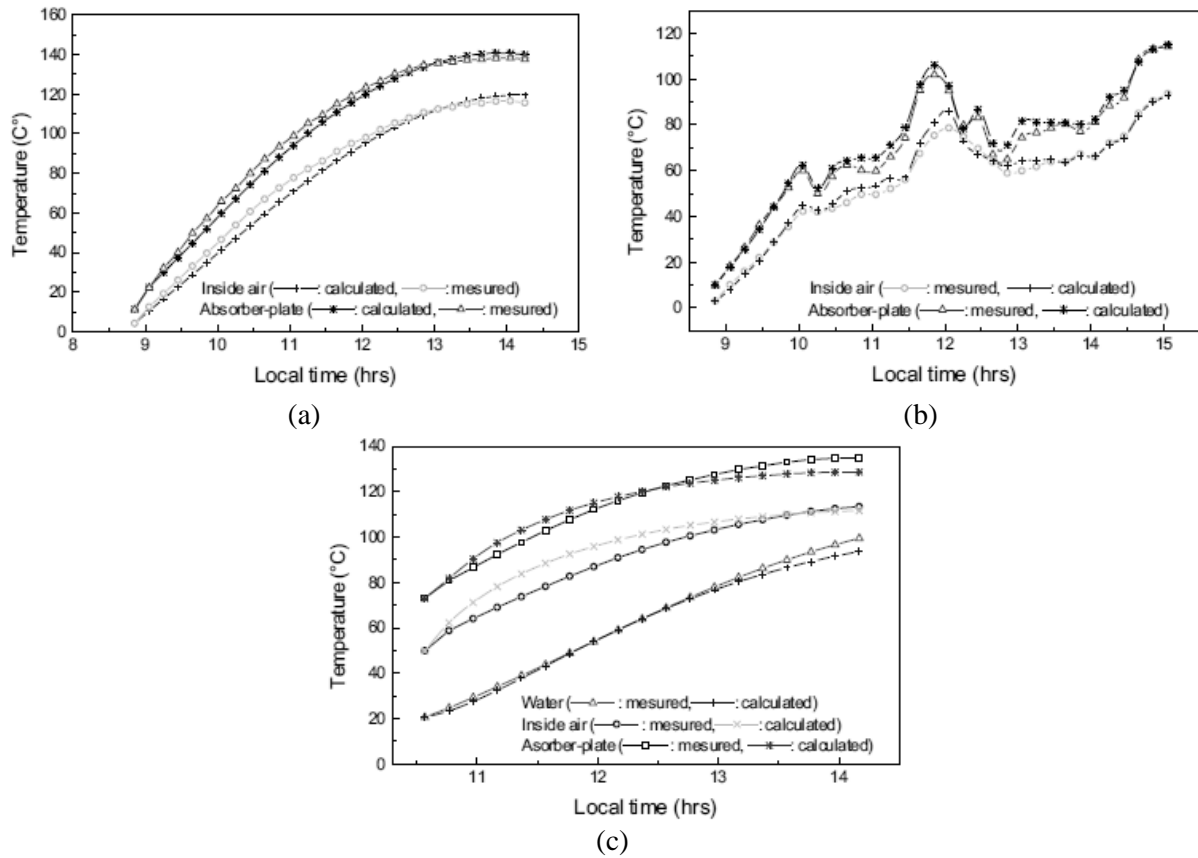


الشكل رقم (15.2): منحنيات درجات الحرارة المتوقعة للصفحة الماصة والهواء الداخلي والماء داخل وعاء الطهي عند تسخين 2.5 [kg] من الماء في يوم صيفي (11 حزيران) (a) وآخر شتوي (15 كانون الثاني) (b)، Harmim et al. 2012.

كما قام الباحثون بتصنيع الطباخ واختباره وإجراء مقارنة بين القيم المقاسة والمتوقعة نظرياً لدرجات حرارة كل من الصفیحة الماصة والهواء الداخلي من خلال اختبار الركود، ودرجات حرارة الصفیحة الماصة والهواء الداخلي والماء داخل وعاء الطهي من خلال اختبار تسخين الماء.

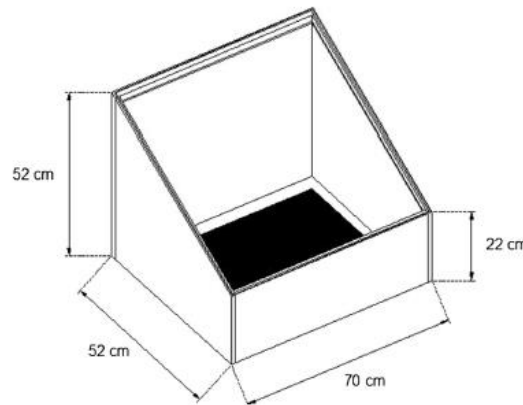
أظهرت المقارنة أن التوافق بين القيم المقاسة والمتوقعة مقبول وخصوصاً في اختبار الركود، كما هو مبين في الشكل رقم (16.2)، حيث تراوح الخطأ النسبي الوسطي ضمن المجال 2.5-6.4%.

ذكر الباحثون أن من أسباب وجود فروق بين القيم المقاسة والمحسوبة عدم أخذ بعض البارامترات بالحسبان، ومن أهمها سرعة الرياح، حيث افترضوا أن سرعة الرياح مساوية لـ 0.5 [m/s] في عملية المحاكاة. كما أشاروا إلى أن الخطأ النسبي الوسطي كان معتبراً من أجل الهواء الداخلي، وفسروا ذلك بأنه من الصعب قياس درجة الحرارة الوسطية للهواء داخل الصندوق من خلال استخدام حساس واحد فقط. [42]



الشكل رقم (16.2): مقارنة القيم المقاسة والمحسوبة لدرجات حرارة مكونات مختلفة في الطباخ الشمسي أثناء اختبار الركود في يوم مشمس (a) ويوم غائم جزئياً (b) وأثناء اختبار تسخين الماء (c)، Harmim et al. 2012.

في بحث قدمه A. Soria-Verdugo قام فيه باختبار ونمذجة طباخ شمسي صندوقي لمدة طويلة من الزمن في مدينة مدريد في إسبانية. الطباخ مزود بغطاء زجاجي مزدوج مائل وأسطحه الداخلية الجانبية مغطاة بصفائح ألومنيوم لعكس أشعة الشمس نحو الصفيحة الماصة وبدون استخدام عواكس خارجية وبدون وعاء طهي أو حمل، الشكل رقم (17.2).

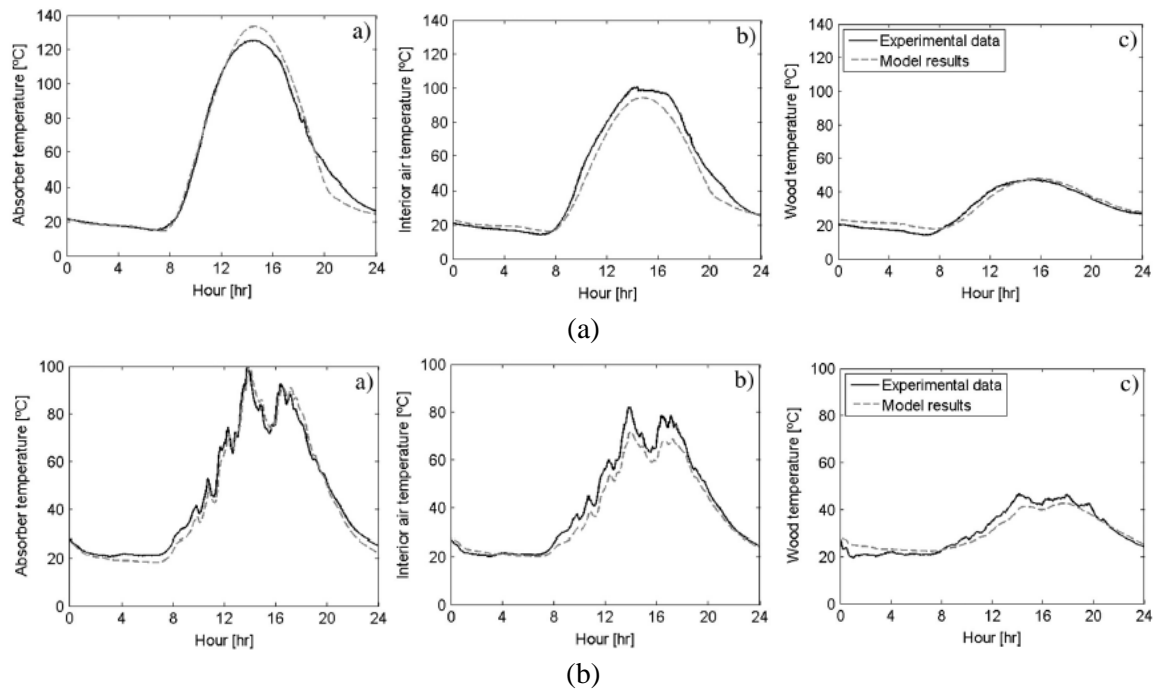


الشكل رقم (17.2): رسم تخطيطي للطباخ الشمسي الصندوقي، A. Soria-Verdugo, 2015.

تم اقتراح نموذج رياضي حراري لمحاكاة أداء الطباخ الشمسي استناداً إلى ظروف خارجية متغيرة من إشعاع شمسي ودرجة حرارة خارجية. تضمن الإجراء النظري علاقات التوازن الحراري لمكونات الطباخ آخذاً بالاعتبار

عطالاتها الحرارية. آليات التبادل الحراري المعتبرة في النموذج هي التوصيل والحمل مع إهمال التبادل بالإشعاع. تم تعديل معاملات الحمل لتطابق القياسات التجريبية، وبالتالي قد تأخذ هذه المعاملات بالحسبان انتقال الحرارة بالحمل إضافةً إلى التأثيرات الممكنة للإشعاع. تم إهمال الضياع الحراري الناتج عن تبادل الهواء بين داخل الصندوق والوسط المحيط.

تم التأكد من صحة النموذج من خلال مقارنة النتائج النظرية التي تم الحصول عليها مع القياسات التجريبية، وكان مقدار الخطأ النسبي للنموذج دون 4%. يبين الشكل رقم (18.2) مقارنة درجات الحرارة التي تم الحصول عليها من عملية المحاكاة مع تلك التي تم الحصول عليها من التجربة من أجل كل من الصفيحة الماصة والهواء الداخلي والجدران الخشبية في يوم مشمس وآخر غائم جزئياً.



الشكل رقم (18.2): مقارنة درجات الحرارة النظرية مع التجريبية من أجل كل من الصفيحة الماصة والهواء الداخلي والجدران

الخشبية في يوم مشمس (a) وآخر غائم جزئياً (b)، A. Soria-Verdugo, 2015.

بعد أن تم التأكد من صحة النموذج الرياضي تم توظيفه في وصف أداء الطباخ في ظروف خارجية مختلفة في عدة مواقع حول العالم وذلك لمدة عام كامل وتحديد عدد الأيام التي تتجاوز فيها درجة حرارة الصفيحة الماصة الـ $[55].100 [^{\circ}\text{C}]$

بعد الاطلاع على الدراسات المرجعية والاستفادة منها تم توصيف نظام الفرن الشمسي المقترح قيد الدراسة من حيث تفصيل مكوناته ومواد صنعها وخصائصها الفيزيائية والضوئية وأبعادها، ومن ثم تم وضع النموذج الفيزيائي للنظام والذي يعبر عن آلية عمله وكيفية تفاعل مكوناته حرارياً بعضها مع بعض ومع الوسط المحيط، بعدها تم وضع النموذج الرياضي والذي هو عبارة عن مجموعة من المعادلات الرياضية الحاكمة لعمليات التبادل الحراري الموصوفة في النموذج الفيزيائي.

3.2. توصيف نظام الفرن الشمسي المقترح Characterization of the Proposed Solar Oven System

يتألف نظام الفرن الشمسي المقترح من (1) مجمع شمسي تركيزي هو عدسة من نوع فريسنل، تصنع هذه العدسة من صفائح بلاستيكية رقيقة مقاومة لأشعة الشمس والعوامل الخارجية ومحددة بأخاديد صغيرة، تتميز هذه العدسة بخفة وزنها وإمكانية تصنيعها حسب الاستطاعة المطلوبة، تم اختيار هذه العدسة بحيث تعطي سطح جمع لأشعة الشمس يساوي 1 m^2 . يضم الفرن أيضاً صندوقاً معزولاً ارتفاعه يساوي عمقه ويساوي 0.3 m . مقدمة الصندوق مزودة بـ (2) غطاء زجاجي مزدوج مائل، طوله 0.785 m وعرضه يساوي عمق الفرن، الفراغ بين الغطاءين الزجاجيين 10 mm وسمك الغطاء الواحد 4 mm . العنصر الأساسي في النظام هو (3) الصفيحة الماصة، تصنع هذه الصفيحة من صفائح معدنية ذات إيصالية حرارية عالية، تم اختيار الألمنيوم، ومطلية باللون الأسود لزيادة امتصاصيتها لأشعة الشمس، وتبلغ ثخانتها 1 mm ، وهي مؤلفة من سطحين، أحدهما مائل بزاوية تساوي الزاوية الوسطية لارتفاع الشمس على مدار العام وتساوي 40° ، يمتص هذا السطح أشعة الشمس المركزة الساقطة عليه ويبلغ طوله 0.3 m ، والآخر أفقي يبلغ طوله 0.3 m أيضاً ويوضع عليه (4) وعاء الطهي والذي يفضل أن يكون مصنوعاً أيضاً من معدن ذي إيصالية حرارية عالية، تم اختيار الألمنيوم كذلك. قطر الوعاء المستخدم 0.26 m وارتفاعه 0.18 m وسمكته 2 mm وسعته الكلية 9 l . هذا الوعاء يكون محملاً بـ (5) سائل الطهي (الماء أو الزيت). تصنع الجدران الداخلية لصندوق الفرن من صفائح الفولاذ بسمك 1 mm ، وهو معزول بطبقة من الصوف الزجاجي بسمك 5 cm لتخفيف الضياعات الحرارية إلى الوسط المحيط. يبين الجدول رقم (1.2) الخصائص الحرارية والضوئية لمكونات الفرن الشمسي.

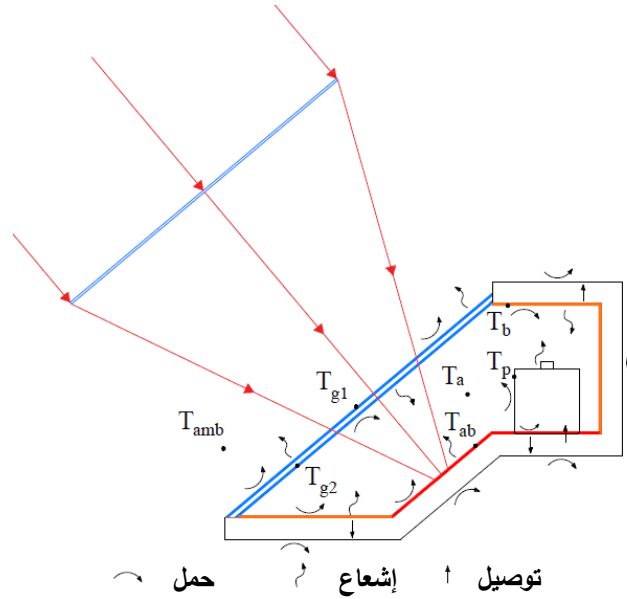
الجدول رقم (1.2): الخصائص الحرارية والضوئية لمكونات الفرن الشمسي.

الواحدة	القيمة	الرمز	التسمية	الواحدة	القيمة	الرمز	التسمية
J/kg K	858	c_g	السعة الحرارية النوعية للغطاء الزجاجي	–	0.93	τ_{lens}	نفاذية عدسة فريسنل
W/m K	1	k_g	الإيصالية الحرارية للغطاء الزجاجي	–	0.9	τ_g	نفاذية الغطاء الزجاجي
J/kg K	900	c_{ab}	السعة الحرارية النوعية للصفيحة الماصة	–	0.02	α_g	امتصاصية الغطاء الزجاجي
W/m K	230	k_{ab}	الإيصالية الحرارية للصفيحة الماصة	–	0.84	ε_g	إصدارية الغطاء الزجاجي
J/kg K	900	c_p	السعة الحرارية النوعية لوعاء الطهي	–	0.08	ρ_g	انعكاسية الغطاء الزجاجي
W/m K	230	k_p	الإيصالية الحرارية لوعاء الطهي	–	0.95	α_{ab}	امتصاصية الصفيحة الماصة
J/kg K	490	c_b	السعة الحرارية النوعية للجدران الداخلية	–	0.95	ε_{ab}	إصدارية الصفيحة الماصة
W/m K	50	k_b	الإيصالية الحرارية للجدران الداخلية	–	0.2	ε_p	إصدارية وعاء الطهي
W/m K	0.04	k_{ins}	الإيصالية الحرارية للعزل الحراري	–	0.2	ε_b	إصدارية الجدران الداخلية

4.2. النموذج الفيزيائي لنظام الفرن الشمسي المقترح Physical model of the Proposed Solar Oven System

بشكل عام، عندما يتم التفكير بتحسينات ممكنة في تشغيل أو تصميم الطباخ الشمسي سيكون هناك حاجة لمقاييس كمية لتلك التحسينات. في هذا العمل أخذت بالاعتبار الطرق الرئيسية لكسب وفقد الحرارة في الفرن الشمسي بحيث يكون من الممكن تقييم التأثير الكمي للعديد من ظروف التشغيل والتصميم المهمة. [49] يبين الشكل رقم (19.2) النموذج الفيزيائي للفرن الشمسي المقترح. بفرض أن النظام يتمتع بخاصية التعقب الشمسي، حيث تتبع العدسة حركة الشمس حول بؤرتها المحرقة المتوضعة في منطقة استقبال الإشعاع الثابتة على السطح المائل للصفحة الماصة.

يأخذ النموذج الفيزيائي الحراري بالاعتبار أن الفرن مع الحمل (الماء أو الزيت) يكونان بدايةً بدرجة حرارة موحدة ومتماثلة، بعد ذلك تبدأ العملية عندما تسقط أشعة الشمس على العدسة، حيث تدخل الطاقة إلى الفرن على شكل أشعة شمسية مركزة وموجهة إلى منطقة ثابتة من السطح الماص بعد مرورها عبر الغطاء الزجاجي المزدوج.



الشكل رقم (19.2): النموذج الفيزيائي للفرن الشمسي.

تحدث عمليات انتقال الحرارة العابرة (بالتوصيل والحمل والإشعاع) بين مكونات الفرن، وتحدث الضياعات الحرارية عبر الحدود الخارجية له (الجدران والغطاء الزجاجي). عند مرور الأشعة المركزة على الغطاء الزجاجي المزدوج يمتص الزجاج قسماً منها ويعكس قسماً آخر وينفذ القسم الأكبر متجهاً نحو السطح الماص. نتيجة امتصاص الغطاء الزجاجي لقسم من أشعة الشمس ترتفع درجة حرارته ويحدث بذلك تبادل حراري بالحمل والإشعاع بين الغطاءين الزجاجيين من جهة وضياع حراري بالحمل والإشعاع من الغطاء الزجاجي الخارجي نحو الوسط المحيط من جهة أخرى. كما يكسب الغطاء الزجاجي الداخلي طاقة حرارية بالحمل من الهواء الداخلي وبالإشعاع من الأسطح الداخلية في الفرن. تستقبل الصفحة الماصة الطاقة الشمسية المركزة وتحولها إلى طاقة

حرارية ترتفع بنتيجتها درجة حرارتها. تنقل الصفيحة الماصة جزءاً من طاقتها إلى وعاء الطهي الموضوع عليها بالتوصيل الحراري، وتفقد جزءاً بالحمل الحراري نحو الهواء الداخلي وبالإشعاع نحو الأسطح الداخلية في الفرن ويضيع الجزء المتبقي إلى الوسط المحيط عبر العزل الحراري. يتلقى وعاء الطهي الموضوع على القسم الأفقي من الصفيحة الماصة طاقته الحرارية منها، يقوم بنقل قسم إلى الطعام بداخله (في عملية المحاكاة نستخدم الماء أو الزيت) بالحمل الحراري، ويفقد القسم الآخر بالحمل نحو الهواء الداخلي وبالإشعاع نحو الأسطح الداخلية للفرن. يكسب الهواء الداخلي طاقته الحرارية بالحمل الحراري الحر من الصفيحة الماصة ووعاء الطهي ويفقدها بنفس الطريقة نحو الجدران الداخلية والغطاء الزجاجي الداخلي. تفقد الجدران الداخلية للفرن طاقتها الحرارية التي اكتسبتها من الهواء الداخلي بالحمل ومن الصفيحة الماصة ووعاء الطهي بالإشعاع نحو الوسط المحيط بالنفوذ الحراري عبر العزل وبالإشعاع الحراري نحو الغطاء الزجاجي الداخلي.

من أهداف هذا العمل محاكاة سلوك الفرن بغرض التنبؤ بالاستجابة الحرارية لمكوناته في ظل ظروف خارجية محددة من إشعاع شمسي ودرجة حرارة وسط محيط وسرعة رياح من خلال النمذجة الرياضية لعمليات انتقال الحرارة الآتفة الذكر.

5.2. النموذج الرياضي لنظام الفرن الشمسي المقترح Mathematical model of the

:Proposed Solar Oven System

يتألف النموذج الرياضي من سبعة عناصر إجمالية lumped elements هي: الغطاءان الزجاجيان الخارجي والداخلي، الصفيحة الماصة، الجدران الداخلية، وعاء الطهي، الحمل داخل الوعاء، الهواء الداخلي. تم تطبيق القانون الأول في الترموديناميك بين الفاصلتين الزمنية t و $t+dt$ على عناصر النظام للحصول على معادلات توازن الطاقة الحاكمة لسلوك الطباخ بصيغة فروق منتهية واضحة وملائمة وجاهزة للحل العددي.

تم في النموذج الرياضي اعتبار جميع عمليات انتقال الحرارة (التوصيل والحمل والإشعاع) والعتالة الحرارية لكل عنصر، وذلك في ظل ظروف جوية خارجية محددة. النموذج هو نموذج ديناميكي من نوع البارامتر الإجمالي تتغير فيه قيم الخصائص الفيزيائية للهواء الداخلي وسائل الطهي (الماء والزيت النباتي) مع درجة الحرارة (بعكس بعض الأبحاث المذكورة والتي اعتبر فيها الباحثون ثبات قيم هذه الخصائص)، وتم فيه تحديد قيم معاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر من العلاقات التجريبية التي يكون فيها المعامل تابعاً لرقمي Ra و Nu ووفق الطرق الواردة في مراجع انتقال الحرارة، ككتاب [56] Handbook of Heat Transfer وكتاب Heat Transfer- A Practical Approach [57] وكتاب Heat Transfer [58] وغيرها [59,60]، مع اعتبارها تابعة لدرجة الحرارة (أيضاً بخلاف بعض الدراسات المرجعية التي اعتمدت قيماً ثابتة لمعاملات انتقال الحرارة بالحمل)، وتم تحديد قيم معاملات الشكل اللازمة في حساب التبادل الحراري بالإشعاع ضمن الحيز المغلق للفرن بالاستعانة ببرنامج Ansys, fluent، حيث تم أولاً تصميم النموذج بأبعاده وأشكال أسطحه الداخلية الافتراضية في برنامج

Solidworks ومن ثم تصديره إلى برنامج Ansys بعد تحديد نظام التحليل (Fluid Flow (Fluent وإجراء عملية Meshing وإيجاد قيم المعاملات، تم اللجوء إلى هذه الطريقة بهدف الحصول على قيم دقيقة لمعاملات الشكل (بعض المراجع لم تأخذ التبادل الحراري بالإشعاع بعين الاعتبار وبعضها اعتمد في حساب معاملات الشكل على مساحة الأسطح التي تتبادل الحرارة بالإشعاع فيما بينها كما قرب أشكال بعضها إلى أقرب شكل هندسي بسيط، بهدف التبسيط وتجنباً للدخول في التعقيد، وبعضها الآخر لجأ إلى جداول وقوانين حساب معاملات الشكل)، كل ذلك بهدف أن يكون النموذج أقرب ما يمكن إلى الواقع الفعلي.

جملة المعادلات التي تم الحصول عليها تم حلها عددياً برنامج Matlab, Simulink. مدخلات البرنامج هي بارامترات الطقس والتي تتضمن شدة الإشعاع الشمسي ودرجة الحرارة الخارجية وسرعة الرياح، والبارامترات التصميمية وهي الخصائص الفيزيائية والضوئية لمواد مكونات الفرن وأبعادها، والبارامترات التشغيلية وتتضمن كمية ونوع مائع الطهي، والشروط الأولية. بينما المجاهيل هي درجات حرارة مكونات الفرن ($T_{g1}, T_{g2}, T_{ab}, T_p, T_{w/vo}, T_a, T_b$).

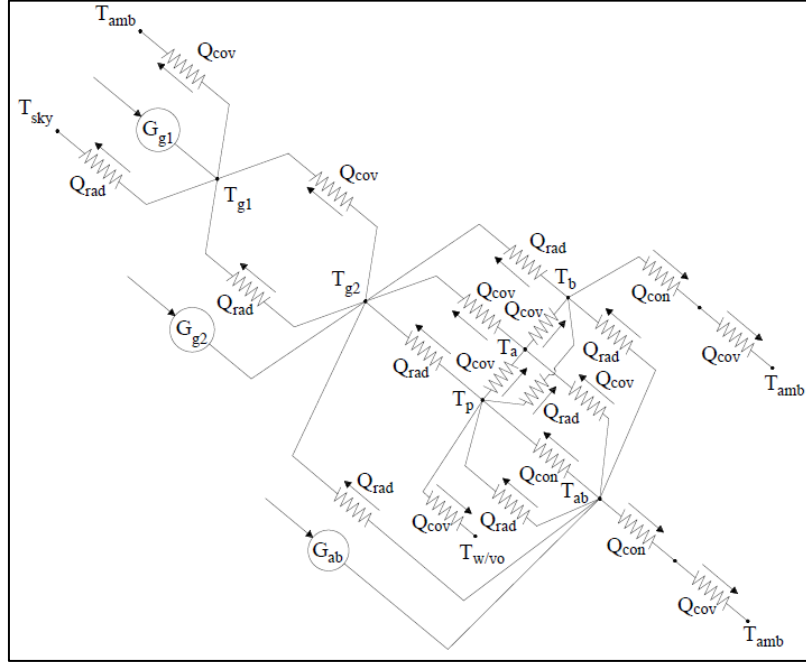
تتضمن الشروط الأولية المطلوبة لحل جملة المعادلات مساواة درجات حرارة جميع مكونات الفرن بدرجة حرارة الوسط المحيط في اللحظة $t = 0$.

نظام الحل المستخدم هو من نوع الخطوة الثابتة Fixed-step، والطريقة المتبعة في الحل هي طريقة ode4 (Runge-Kutta). القيمة المختارة للخطوة الزمنية $0.01 [s]$.

يأخذ النموذج الرياضي لنظام الفرن الشمسي المقترح بالاعتبار بعض الفرضيات التبسيطية، هي:

- المكونات المختلفة للنظام هي بدرجات حرارة مختلفة ولكن منتظمة.
- خلال عملية المحاكاة تكون عدسة فريسنل موجهة دائماً نحو الشمس، وكل الإشعاع الشمسي الوارد إلى سطح العدسة يصل إلى الصفيحة الماصة في منطقة ثابتة تقع على سطحها المائل .
- تعامل سطوح الجدران الداخلية للفرن كجملة واحدة لها درجة حرارة وسطية واحدة. [41]
- تعامل سطحاً الصفيحة الماصة كسطح واحد له درجة حرارة واحدة. يمكن تبرير هذه الفرضية بالإيصالية الحرارية العالية للمادة المصنوعة منها الصفيحة وهي الألمنيوم. [11]
- تعتبر درجة حرارة الماء أو الزيت في وعاء الطهي منتظمة مكانياً (لا يوجد تطبيق حراري)، وليس هناك أي تبخر للماء.
- تعتبر السطوح الداخلية لحيز الفرن عاتمة وانتشارية ورمادية (Opaque, diffuse and gray). بمعنى أن السطوح غير شفافة، وهي أيضاً بواعث انتشارية وعواكس انتشارية، وخصائصها الإشعاعية مستقلة عن طول الموجة. وكذلك كل سطح من الحيز هو سطح إيزوترمي، وكل من الأشعة الواردة والصادرة منتظمة على كامل كل سطح.

- التبادل الحراري في الفراغ الهوائي فوق السائل داخل وعاء الطهي مهم.
 - إهمال الضياع الحراري الناتج عن تبادل الهواء بين داخل الصندوق والوسط المحيط.
- تم وضع هذه الفرضيات بالاستفادة من الفرضيات الواردة في الدراسات المرجعية سابقة الذكر والتي نصت على وجود توافق جيد بين نتائجها النظرية وقياساتها التجريبية. يبين الشكل رقم (20.2) الشبكة الحرارية للنموذج الفيزيائي للفرن المقترح بطريقة التمثيل الكهربائي.



الشكل رقم (20.2): الشبكة الحرارية للفرن الشمسي بطريقة التمثيل الكهربائي.

فيما يلي معادلات التوازن الحراري الحاكمة لكل عنصر من عناصر الفرن يليه دراسة تفصيلية لكل معادلة من هذه المعادلات.

معادلة التوازن الحراري للغطاء الزجاجي الأول (الخارجي) g_1 :

$$Q_{net,g1} = Q_{solar,g1} + (Q_{cov,g2-g1} + Q_{rad,g2-g1}) - Q_{cov,g1-amb} - Q_{rad,g1-sky} \quad (1.2)$$

معادلة التوازن الحراري للغطاء الزجاجي الثاني (الداخلي) g_2 :

$$Q_{net,g2} = Q_{solar,g2} + \underbrace{(Q_{rad,ab-g2} + Q_{rad,p-g2} + Q_{rad,b-g2})}_{Q_{net,rad,g2}} + Q_{cov,a-g2} - (Q_{rad,g2-g1} + Q_{cov,g2-g1}) \quad (2.2)$$

معادلة التوازن الحراري للصفيحة الماصة ab :

$$Q_{net,ab} = Q_{solar,ab} - \underbrace{(Q_{rad,ab-g2} + Q_{rad,ab-b} + Q_{rad,ab-p})}_{Q_{net,rad,ab}} - Q_{cov,ab-a} - Q_{con,ab-p} - Q_{con+cov,ab-amb} \quad (3.2)$$

معادلة التوازن الحراري للهواء الداخلي a :

$$Q_{net,a} = Q_{cov,ab-a} + Q_{cov,p-a} - Q_{cov,a-g2} - Q_{cov,a-b} \quad (4.2)$$

معادلة التوازن الحراري للجدران الداخلية للفرن b:

$$Q_{net,b} = Q_{cov,a-b} + \underbrace{(Q_{rad,ab-b} - Q_{rad,b-g2} + Q_{rad,p-b})}_{Q_{netrad,b}} - Q_{con+cov,b-amb} \quad (5.2)$$

معادلة التوازن الحراري لوعاء الطهي p:

$$Q_{net,p} = Q_{con,ab-p} - \underbrace{(Q_{rad,p-b} + Q_{rad,p-g2} - Q_{rad,ab-p})}_{Q_{netrad,p}} - Q_{cov,p-a} - Q_{cov,p-w/v0} \quad (6.2)$$

معادلة التوازن الحراري للماء أو الزيت النباتي داخل الوعاء w/v0:

$$Q_{net,w/v0} = Q_{cov,p-w/v0} \quad (7.2)$$

كما ذكر سابقاً، تم افتراض أن الخصائص الفيزيائية للهواء والماء والزيت تتغير بتغير درجة الحرارة، لذلك تم استخدام معادلات نموذجية لتغير اللزوجة والكثافة والسعة الحرارية النوعية والإيصالية الحرارية ورقم برانتل لهذه الموائع مع درجة الحرارة. هذه المعادلات هي بشكل كثيرات حدود تم الحصول عليها من جداول الخصائص الفيزيائية للماء والهواء من المرجع [60] وذلك بالاستعانة ببرنامج Matlab ومن علاقات تغير الخصائص الفيزيائية والريولوجية (خصائص المادة التي تحكم) للزيوت النباتية مع درجة الحرارة الواردة في البحث الذي قام به Hoffmann ورفاقه والذي كان الهدف منه دراسة ومقارنة هذه الخصائص لسبعة زيوت نباتية في المجال من درجة حرارة الوسط المحيط إلى $250 [^{\circ}\text{C}]$ في معرض استخدامها كموائع ناقلة للحرارة في محطات الطاقة الشمسية المركزة. [61]

• معادلات تغير الخصائص الفيزيائية للهواء مع درجة الحرارة:

معادلة الكثافة:

$$\text{den}_{air} = 1.290 - 4.573 \times 10^{-3} \cdot t + 1.378 \times 10^{-5} \cdot t^2 - 2.934 \times 10^{-8} \cdot t^3 + 3.816 \times 10^{-11} \cdot t^4 - 2.656 \times 10^{-14} \cdot t^5 + 7.512 \times 10^{-18} \cdot t^6 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (8.2)$$

معادلة السعة الحرارية النوعية:

$$c_{p,air} = 1006.840 - 0.02895 \cdot t + 4.980 \times 10^{-4} \cdot t^2 + 7.338 \times 10^{-7} \cdot t^3 - 3.256 \times 10^{-9} \cdot t^4 + 3.410 \times 10^{-12} \cdot t^5 - 1.180 \times 10^{-15} \cdot t^6 \quad [\text{J/kg K}] \quad (9.2)$$

معادلة الإيصالية الحرارية:

$$k_{air} = 0.02364 + 7.554 \times 10^{-5} \cdot t - 2.410 \times 10^{-8} \cdot t^2 - 4.498 \times 10^{-13} \cdot t^3 + 1.016 \times 10^{-14} \cdot t^4 - 9.214 \times 10^{-18} \cdot t^5 + 3.108 \times 10^{-21} \cdot t^6 \quad [\text{W/m K}] \quad (10.2)$$

معادلة اللزوجة الحركية:

$$\nu_{air} = 1.338 \times 10^{-5} + 8.722 \times 10^{-8} \cdot t + 9.904 \times 10^{-11} \cdot t^2 - 2.693 \times 10^{-14} \cdot t^3 - 1.873 \times 10^{-17} \cdot t^4 + 3.429 \times 10^{-20} \cdot t^5 - 1.416 \times 10^{-23} \cdot t^6 \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (11.2)$$

معادلة رقم برانتل:

$$\begin{aligned} Pr_{air} = & 0.7368 - 3.139 \times 10^{-4}.t + 5.462 \times 10^{-7}.t^2 + 6.332 \times 10^{-10}.t^3 - 2.701 \times 10^{-12}.t^4 \\ & + 2.794 \times 10^{-15}.t^5 - 9.697 \times 10^{-19}.t^6 \end{aligned} \quad (12.2)$$

معادلة معامل التمدد الحجمي:

$$\beta_{air} = \frac{1}{T} \quad [1/K] \quad (13.2)$$

• معادلات تغير الخصائص الفيزيائية للماء مع درجة الحرارة:

معادلة الكثافة:

$$\begin{aligned} den_{water} = & 0.9999 + 4.989 \times 10^{-5}.t - 7.571 \times 10^{-6}.t^2 + 4.851 \times 10^{-8}.t^3 - 2.779 \times 10^{-10}.t^4 \\ & + 1.007 \times 10^{-12}.t^5 - 1.587 \times 10^{-15}.t^6 \quad [kg/m^3] \end{aligned} \quad (14.2)$$

معادلة السعة الحرارية النوعية:

$$\begin{aligned} c_{p,water} = & 4216.91 - 3.543.t + 0.1308.t^2 - 2.644 \times 10^{-3}.t^3 + 3.181 \times 10^{-5}.t^4 - 2.023 \times 10^{-7}.t^5 \\ & + 5.313 \times 10^{-10}.t^6 \quad [J/kg K] \end{aligned} \quad (15.2)$$

معادلة الإيصالية الحرارية:

$$\begin{aligned} k_{water} = & 0.5602 + 2.352 \times 10^{-3}.t - 7.268 \times 10^{-5}.t^2 + 2.910 \times 10^{-6}.t^3 - 5.349 \times 10^{-8}.t^4 \\ & + 4.346 \times 10^{-10}.t^5 - 1.296 \times 10^{-12}.t^6 \quad [W/m K] \end{aligned} \quad (16.2)$$

معادلة اللزوجة الحركية:

$$\begin{aligned} \nu_{water} = & 1.786 \times 10^{-6} - 6.137 \times 10^{-8}.t + 1.575 \times 10^{-9}.t^2 - 2.933 \times 10^{-11}.t^3 + 3.497 \times 10^{-13}.t^4 \\ & - 2.299 \times 10^{-15}.t^5 + 6.249 \times 10^{-18}.t^6 \quad [m^2/s] \end{aligned} \quad (17.2)$$

معادلة رقم برانتل:

$$\begin{aligned} Pr_{water} = & 13.424 - 0.5190.t + 0.01486.t^2 - 3.134 \times 10^{-4}.t^3 + 4.179 \times 10^{-6}.t^4 \\ & - 3.003 \times 10^{-8}.t^5 + 8.746 \times 10^{-11}.t^6 \end{aligned} \quad (18.2)$$

معادلة معامل التمدد الحجمي:

$$\begin{aligned} \beta_{water} = & -6.209 \times 10^{-5} + 1.606 \times 10^{-5}.t - 9.345 \times 10^{-8}.t^2 - 3.345 \times 10^{-9}.t^3 + 9.543 \times 10^{-11}.t^4 \\ & - 9.158 \times 10^{-13}.t^5 + 3.061 \times 10^{-15}.t^6 \quad [1/K] \end{aligned} \quad (19.2)$$

• معادلات تغير خصائص زيت دوار الشمس مع درجة الحرارة:

معادلة الكثافة:

$$den_{sunfloweroil} = -0.6081.t + 925.98 \quad [kg/m^3] \quad (20.2)$$

معادلة السعة الحرارية النوعية:

$$c_{p,sunfloweroil} = 0.76 \times 10^{-9}.t^4 - 3.31 \times 10^{-7}.t^3 + 4.147 \times 10^{-5}.t^2 + 1.2 \times 10^{-3}.t + 1.9506 \quad [kJ/kg K] \quad (21.2)$$

معادلة الإيصال الحرارية:

$$k_{\text{sunfloweroil}} = 3.5 \times 10^{-7} \cdot t^2 - 2.232 \times 10^{-4} \cdot t + 0.1706 \quad [\text{W / m K}] \quad (22.2)$$

معادلة اللزوجة التحريكية:

$$\text{Log}(\mu_{\text{sunfloweroil}}) = 4.2454 - 1.7295 \cdot \text{Log}(t) \quad (23.2)$$

معادلة رقم برانتل:

$$\text{Pr}_{\text{sunfloweroil}} = \frac{c_{p,\text{sunfloweroil}} \times \mu_{\text{sunfloweroil}}}{k_{\text{sunfloweroil}}} \quad (24.2)$$

معادلة معامل التمدد الحجمي:

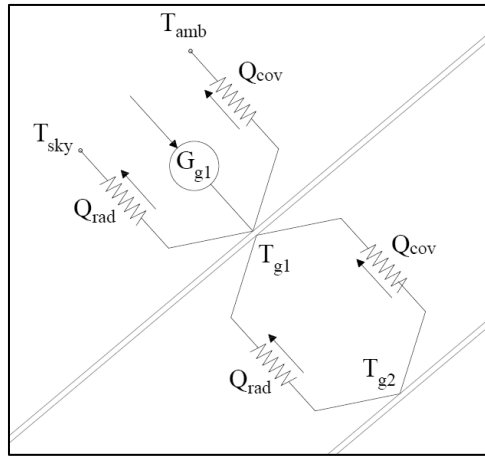
$$\beta_{\text{sunfloweroil}} = - \frac{1}{\text{den}_{\text{sunfloweroil}}} \frac{d(\text{den}_{\text{sunfloweroil}})}{dt} \quad [1 / \text{K}] \quad (25.2)$$

6.2. تفصيل المعادلات الحاكمة في النموذج الرياضي للنظام المدروس

:Equations in the Mathematical Model of the Considered System

1.6.2. المعادلة الحاكمة للغطاء الزجاجي الأول (الخارجي):

يبين الشكل رقم (21.2) مخطط التفاعل الحراري للغطاء الزجاجي الخارجي بطريقة التمثيل الكهربائي.



الشكل رقم (21.2): مخطط التفاعل الحراري للغطاء الزجاجي الخارجي بطريقة التمثيل الكهربائي.

معادلة التوازن الحراري لهذا المكون هي المعادلة رقم (1.2) وهي:

$$Q_{\text{net},g1} = Q_{\text{solar},g1} + (Q_{\text{cov},g2-g1} + Q_{\text{rad},g2-g1}) - Q_{\text{cov},g1-\text{amb}} - Q_{\text{rad},g1-\text{sky}}$$

حيث:

$Q_{\text{net},g1} [\text{W}]$: هو معدل الحرارة الصافية المختزنة في الغطاء الزجاجي الخارجي بسبب سعته الحرارية، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{\text{net},g1} = (mc)_{g1} \frac{dT_{g1}}{dt} \quad (26.2)$$

$m_{g1} [\text{kg}]$ هو وزن الغطاء الزجاجي، $c_{g1} [\text{J/kgK}]$ هي السعة الحرارية النوعية للغطاء الزجاجي.

$Q_{solar,g1}$ [W]: هو معدل الكسب الشمسي للغطاء الزجاجي الخارجي، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{solar,g1} = A_{gc} G_{g1} \quad (27.2)$$

A_{gc} [m²] هي مساحة سطح الغطاء الزجاجي المعرضة لأشعة الشمس المركزة من قبل العدسة، وهي مساحة سطح دائري قطره d_{gc} [m].

G_{g1} [W/m²] هو معدل الطاقة الشمسية الممتصة من قبل الغطاء الزجاجي الخارجي، والذي سيعبر عنه بالعلاقة التالية وذلك وفق نظرية Hsieh [41]:

$$G_{g1} = I \tau_{lens} [\alpha_{g1} + \alpha_{g1} \tau_{g1} \rho_{g2}] C_g \quad (28.2)$$

I [W/m²] هي شدة الإشعاع الشمسي.

α_{g1} و τ_{g1} هما امتصاصية ونفاذية الغطاء الزجاجي الخارجي على الترتيب.

ρ_{g2} هي انعكاسية الغطاء الزجاجي الداخلي.

C_g هي نسبة التركيز وتحسب وفق العلاقة:

$$C_g = \frac{A_{lens}}{A_{gc}} \quad (29.2)$$

A_{lens} [m²] هي مساحة سطح العدسة.

$Q_{cov,g2-g1}$ [W]: هو معدل انتقال الحرارة بالحمل بين الغطاءين الزجاجيين، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{cov,g2-g1} = A_g h_{c,g2-g1} (T_{g2} - T_{g1}) \quad (30.2)$$

A_g [m²] هي مساحة سطح الغطاء الزجاجي، وتساوي $A_g = L_g \times W_g$.

L_g [m] و W_g هما طول الغطاء الزجاجي وعرضه على الترتيب.

$h_{c,g2-g1}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر في الحيز المغلق بين الغطاءين الزجاجيين، ويحسب كما يلي:

$$h_{c,g2-g1} = \frac{k Nu_{g2-g1}}{L_{c,g2-g1}} \quad (31.2)$$

k [W/mK] هي الإيصالية الحرارية للمائع ضمن الحيز (الهواء).

$L_{c,g2-g1}$ [m] هو البعد المميز، ويساوي المسافة بين سطحي الحيز $L_{c,g2-g1} = 0.01$ [m].

Nu_{g2-g1} هو رقم نوسيلت للحيز بين الغطاءين الزجاجيين، وهو حيز مغلق مستطيل مائل.

يعتمد انتقال الحرارة بالحمل الحر ضمن هذا الحيز المغلق المائل على نسبة الشكل H/L aspect ratio وزاوية الميلان عن الأفق θ .

من أجل قيم كبيرة لنسبة الشكل $H/L > 12$ وزاوية ميلان عن الأفق تقع ضمن المجال $0^\circ < \theta < 70^\circ$ ، ورقم رايلييه

$Ra_L < 10^5$ ، نستخدم العلاقة التالية في حساب رقم نوسيلت [Hollands et. al., 1976]: [57]

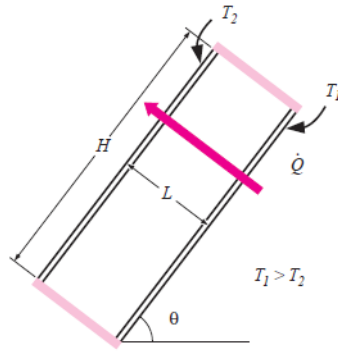
$$Nu_{g2-g1} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_{Lg2-g1} \cos \theta} \right]^+ \left(1 - \frac{1708 (\sin 1.8\theta)^{1.6}}{Ra_{Lg2-g1} \cos \theta} \right) + \left[\frac{(Ra_{Lg2-g1} \cos \theta)^{1/3}}{18} - 1 \right]^+ \quad (32.2)$$

أي قيمة ضمن $[]^+$ يجب وضعها مساوية للصفر في حال كانت سالبة.

في النظام المدروس يمثل الرمز H طول الغطاء الزجاجي $L_g = 0.785 \text{ [m]}$ ويمثل الرمز L البعد بين الغطاءين الزجاجيين $L_{c,g2-g1} = 0.01 \text{ [m]}$ ، كما يمثل الرمز θ زاوية ميلان الغطاء الزجاجي عن الأفق وتساوي $\theta_g = 40^\circ$ ، كما هو مبين في الشكل رقم (22.2)، وبالتالي فإن نسبة الشكل تساوي:

$$H/L = L_g/L_{c,g2-g1} = 0.785/0.01 = 78.5$$

وهي تحقق الشرط المذكور، كما أن الزاوية تقع ضمن المجال المحدد وهي تحقق الشرط أيضاً.



الشكل رقم (22.2): حيز مغلق مستطيل مائل بسطحين إيزوترميين، Yunus Cengel, 2002.

Ra_{Lg2-g1} هو رقم رايلييه للحيز المغلق ويحسب من العلاقة:

$$Ra_{Lg2-g1} = \frac{g \beta (T_1 - T_2) L_{c,g2-g1}^3}{\nu^2} Pr \quad (33.2)$$

حيث:

$g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ هو تسارع الجاذبية الأرضية.

$\beta \text{ [1/K]}$ هو معامل التمدد الحجمي، $\beta = 1/T$ من أجل الغازات المثالية (يعتبر الهواء غازاً مثالياً).

$T_1 \text{ [K]}$ هي درجة حرارة السطح الساخن، $T_1 = T_{g2}$.

$T_2 \text{ [K]}$ هي درجة حرارة السطح البارد، $T_2 = T_{g1}$.

$\nu \text{ [m}^2\text{/s]}$ هي اللزوجة الحركية للمائع (الهواء).

Pr ، هو رقم برانتل للمائع (الهواء).

تؤخذ جميع خصائص المائع عند درجة حرارة وسطية تساوي $T_{ave} = (T_{g1} + T_{g2})/2$.

تتغير الخصائص الفيزيائية للمائع (الهواء) بتغير درجة الحرارة وذلك وفق المعادلات من (8.2) إلى (13.2).

$Q_{rad,g2-g1} \text{ [W]}$ هو معدل التبادل الحراري بالإشعاع بين الغطاءين الزجاجيين، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{rad,g2-g1} = A_g h_{r,g2-g1} (T_{g2} - T_{g1}) \quad (34.2)$$

$h_{r,g2-g1}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالإشعاع بين الغطاءين الزجاجيين ويعطى بالعلاقة: [62]

$$h_{r,g2-g1} = \frac{\sigma(T_{g2}^2 + T_{g1}^2)(T_{g2} + T_{g1})}{\frac{1}{\epsilon_{g1}} + \frac{1}{\epsilon_{g2}} - 1} \quad (35.2)$$

σ [W/m²K⁴] هو ثابت ستيفان بولتزمان ويساوي 5.67×10^{-8} .

$\epsilon_{g1,g2}$ هما إصدارية كل من الغطاءين الزجاجيين الخارجي والداخلي.

$Q_{cov,g1-amb}$ [W] هو معدل الفقد الحراري بالحمل من الغطاء الزجاجي الخارجي إلى الوسط المحيط، ويعطى

بالعلاقة:

$$Q_{cov,g1-amb} = A_g h_{c,g1-amb} (T_{g1} - T_{amb}) \quad (36.2)$$

$h_{c,g1-amb}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الناجم عن الرياح من الغطاء الزجاجي الأول (الخارجي)

إلى الوسط المحيط، ويحسب من علاقة (1977) Wattmuff et. al. [62]

$$h_{c,g1-amb} = 2.8 + 3 V_w \quad ; \quad V_w \leq 5 \text{ [m/s]} \quad (37.2)$$

V_w [m/s] هي سرعة الرياح.

T_{amb} [K] هي درجة حرارة الوسط المحيط.

$Q_{rad,g1-sky}$ [W] هو معدل الفقد الحراري بالإشعاع من الغطاء الزجاجي الخارجي إلى الوسط المحيط، ويعطى

بالعلاقة:

$$Q_{rad,g1-sky} = A_g h_{r,g1-sky} (T_{g1} - T_s) \quad (38.2)$$

$h_{r,g1-sky}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالإشعاع بين الغطاء الزجاجي الخارجي والسماء، ويحسب من

العلاقة: [62]

$$h_{r,g1-sky} = \epsilon_{g1} \sigma (T_{g1}^2 + T_s^2) (T_{g1} + T_s) \quad (39.2)$$

T_s [K] هي درجة حرار السماء، وتحدد من علاقة (1963) Swinbank كتابع لدرجة حرارة الوسط

المحيط: [41]

$$T_s = 0.0552 T_{amb}^{1.5} \quad (40.2)$$

يمكن إعادة ترتيب معادلة التوازن الحراري للغطاء الزجاجي الخارجي بحيث تصبح بالشكل التالي:

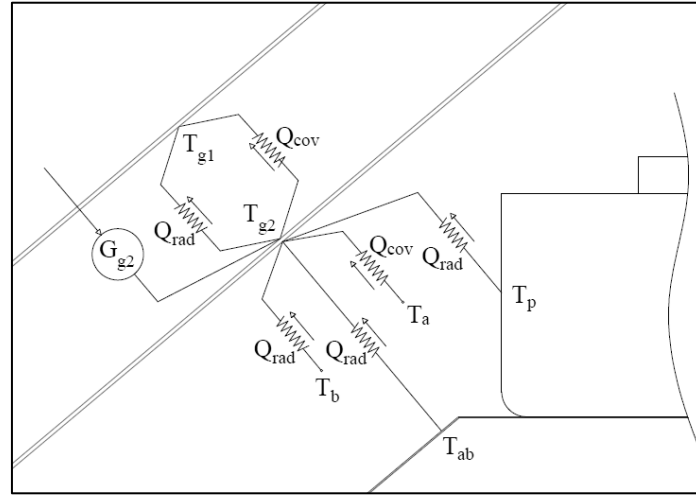
$$\frac{dT_{g1}}{dt} = \frac{A_{gc} G_{g1} + A_g (h_{c,g2-g1} + h_{r,g2-g1})(T_{g2} - T_{g1}) - A_g (h_{c,g1-amb} (T_{g1} - T_{amb}) + h_{r,g1-amb} (T_{g1} - T_{sky}))}{(mc)_{g1}}$$

2.6.2. المعادلة الحاكمة للغطاء الزجاجي الثاني (الداخلي):

يبين الشكل رقم (23.2) مخطط التفاعل الحراري للغطاء الزجاجي الداخلي بطريقة التمثيل الكهربائي. معادلة

التوازن الحراري لهذا المكون هي المعادلة رقم (2.2) وهي:

$$Q_{net,g2} = Q_{solar,g2} + \underbrace{(Q_{rad,ab-g2} + Q_{rad,p-g2} + Q_{rad,b-g2})}_{Q_{net rad,g2}} + Q_{cov a-g2} - (Q_{rad,g2-g1} + Q_{cov g2-g1})$$



الشكل رقم (23.2): مخطط التفاعل الحراري للغطاء الزجاجي الداخلي بطريقة التمثيل الكهربائي.

حيث:

$Q_{net,g2}$ [W] هو معدل الحرارة الصافية المختزنة في الغطاء الزجاجي الداخلي بسبب سعته الحرارية، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{net,g2} = (mc)_{g2} \frac{dT_{g2}}{dt} \quad (41.2)$$

m_{g2} [kg] هو وزن الغطاء الزجاجي، c_{g2} [J/kgK] هي السعة الحرارية النوعية للغطاء الزجاجي.

$Q_{solar,g2}$ [W] هو معدل الكسب الشمسي للغطاء الزجاجي الداخلي، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{solar,g2} = A_{gc} G_{g2} \quad (42.2)$$

G_{g2} [W/m²] هو معدل الطاقة الشمسية الممتصة من قبل الغطاء الزجاجي الداخلي: [41]

$$G_{g2} = I \tau_{lens} \tau_{g1} [\alpha_{g2} + \alpha_{g2} \rho_{g1} \rho_{g2}] C_g \quad (43.2)$$

α_{g2} هي امتصاصية الغطاء الزجاجي الداخلي.

ρ_{g1} هي انعكاسية الغطاء الزجاجي الخارجي.

$Q_{net rad,g2}$ [W] هو المعدل الصافي للتبادل الحراري بالإشعاع بين الغطاء الزجاجي الداخلي والأسطح الداخلية

في الفرن (أسطح الجدران الداخلية والصفحة الماصة ووعاء الطهي)، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{net rad,g2} = A_g \frac{\epsilon_{g2}}{1 - \epsilon_{g2}} (\sigma T_{g2}^4 - J_{g2}) \quad (44.2)$$

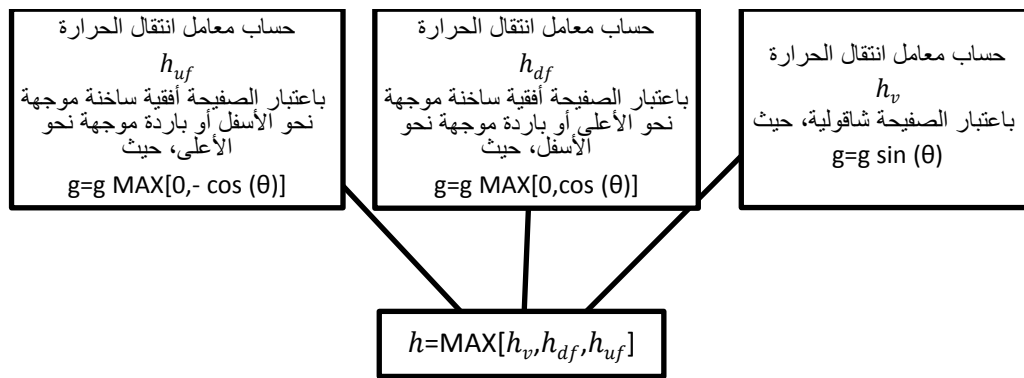
J_{g2} [W/m²] هو معدل الطاقة الإشعاعية الكلية التي تغادر السطح في جميع الاتجاهات radiosity، سيتم

بيان طريقة حسابها لاحقاً وذلك من معادلات تحليل الإشعاع للحيز المغلق للفرن.

$Q_{cov,a-g2}$ [W] هو معدل انتقال الحرارة بالحمل من الهواء الداخلي إلى الغطاء الزجاجي الداخلي، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{cov,a-g2} = A_g h_{c,a-g2} (T_a - T_{g2}) \quad (45.2)$$

$h_{c,a-g2}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر بين الهواء داخل الفرن والغطاء الزجاجي الداخلي. سيعتمد في تحديد هذا المعامل على الطريقة التي قدمها Raithby and Hollands (1998) على اعتبار أن الغطاء الزجاجي الداخلي هو صفيحة مائلة. يتم في هذه الطريقة استخدام علاقات حساب معاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر لكل من صفيحة أفقية موجهة نحو الأعلى وصفيحة شاقولية وصفيحة أفقية موجهة نحو الأسفل. [56,58] الطريقة مبينة في المخطط التالي وتتطلب حساب معاملات انتقال الحرارة للحالات الثلاثة المذكورة مستخدمين الإسقاط المناسب لشعاع الجاذبية الأرضية، ويؤخذ معامل انتقال الحرارة الأكبر بوصفه أفضل تقدير لمعامل انتقال الحرارة الفعلي.



حساب معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من أجل الصفيحة الشاقولية، حيث يعطى بالعلاقة:

$$h_{c,a-g2v} = \frac{k \overline{Nu}_{La-g2v}}{L_{c,a-g2v}} \quad (46.2)$$

k [W/mK] هي الإيصالية الحرارية للهواء الداخلي.

$L_{c,a-g2v}$ [m] هو البعد المميز للغطاء الزجاجي باعتباره صفيحة شاقولية، ويساوي:

$$L_{c,a-g2v} = L_g$$

Nu_{La-g2v} هو رقم نوسيلت الوسطي وبحسب كما يلي:

$$\overline{Nu}_{La-g2v} = \left(\overline{Nu}_{La-g2v \text{ lam}}^6 + \overline{Nu}_{La-g2v \text{ turb}}^6 \right)^{1/6} \quad (47.2)$$

$Nu_{La-g2v \text{ lam}}$ هو رقم نوسيلت للجريان الصفحي:

$$\overline{Nu}_{La-g2v \text{ lam}} = \frac{2.0}{\ln \left(1 + \frac{2.0}{C_{lam a-g2v} Ra_{La-g2v}^{0.25}} \right)} \quad (48.2)$$

حيث:

$$C_{\text{lama-g2v}} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pr}}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (49.2)$$

$\text{Nu}_{\text{La-g2v turb}}$ هو رقم نوسيلت للجريان المضطرب:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{La-g2v turb}} = \frac{C_{\text{turb a-g2v}} \text{Ra}_{\text{La-g2v}}^{1/3}}{1 + (1.4 \times 10^9) \frac{\text{Pr}}{\text{Ra}_{\text{La-g2v}}}} \quad (50.2)$$

حيث:

$$C_{\text{turb a-g2v}} = \frac{0.13 \text{Pr}^{0.22}}{(1 + 0.61 \text{Pr}^{0.81})^{0.42}} \quad (51.2)$$

$\text{Ra}_{\text{La-g2v}}$ هو رقم رايليه ويحسب من العلاقة:

$$\text{Ra}_{\text{La-g2v}} = \frac{g \sin(\theta) \beta (T_{\infty} - T_s) L_{\text{c,a-g2v}}^3}{\nu^2} \text{Pr} \quad (52.2)$$

θ هي زاوية ميلان الغطاء الزجاجي عن الأفق، $\theta = \theta_g = 40^\circ$.

T_s [K] هي درجة حرارة السطح البارد، $T_s = T_{g2}$.

T_{∞} [K] هي درجة حرارة المائع الساخن، $T_{\infty} = T_a$.

حساب معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من أجل الصفيحة الأفقية الباردة الموجهة نحو الأسفل، حيث يعطى بالعلاقة:

$$h_{\text{c,a-g2d}} = \frac{k \overline{\text{Nu}}_{\text{La-g2d}}}{L_{\text{c,a-g2d}}} \quad (53.2)$$

$L_{\text{c,a-g2d}}$ [m] هو البعد المميز للغطاء الزجاجي باعتباره صفيحة أفقية باردة موجهة نحو الأسفل، ويساوي:

$$L_{\text{c,a-g2d}} = \frac{A_g}{P_g} = \frac{L_g \times W_g}{2 \times (L_g + W_g)} \quad (54.2)$$

$\text{Nu}_{\text{La-g2d}}$ هو رقم نوسيلت الوسطي ويحسب كما يلي:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{La-g2d}} = \left(\overline{\text{Nu}}_{\text{La-g2d lam}}^{10} + \overline{\text{Nu}}_{\text{La-g2d turb}}^{10} \right)^{1/10} \quad (55.2)$$

$\text{Nu}_{\text{La-g2d lam}}$ هو رقم نوسيلت للجريان الصفحي ويحسب كما يلي:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{La-g2d lam}} = \frac{1.4}{\ln \left(1 + \frac{1.4}{0.835 C_{\text{lama-g2d}} \text{Ra}_{\text{La-g2d}}^{0.25}} \right)} \quad (56.2)$$

حيث:

$$C_{\text{lama-g2d}} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pr}}\right)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (57.2)$$

$\text{Nu}_{\text{La-g2d turb}}$ هو رقم نوسيلت للجريان المضطرب ويحسب كما يلي:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{La-g2d turb}} = C_{\text{turb a-g2d}} \text{Ra}_{\text{La-g2d}}^{1/3} \quad (58.2)$$

حيث:

$$C_{\text{turb a-g2d}} = 0.14 \left(\frac{1 + 0.0107 \text{Pr}}{1 + 0.01 \text{Pr}} \right) \quad (59.2)$$

$\text{Ra}_{\text{La-g2d}}$ هو رقم رايليه ويحسب من العلاقة:

$$\text{Ra}_{\text{La-g2d}} = \frac{g \cos(\theta) \beta (T_{\infty} - T_s) L_{\text{ca-g2d}}^3}{\nu^2} \text{Pr} \quad (60.2)$$

حساب معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من أجل الصفيحة الأفقية الباردة الموجهة نحو الأعلى، حيث يعطى بالعلاقة:

$$h_{\text{c,a-g2u}} = \frac{k \overline{\text{Nu}}_{\text{La-g2u}}}{L_{\text{ca-g2u}}} \quad (61.2)$$

$L_{\text{ca-g2hu}}$ [m]، هو البعد المميز للغطاء الزجاجي باعتباره صفيحة أفقية باردة موجهة نحو الأعلى، ويساوي:

$$L_{\text{ca-g2u}} = L_{\text{ca-g2d}}$$

$\text{Nu}_{\text{La-g2u}}$ هو رقم نوسيلت الوسطي ويحسب كما يلي:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{La-g2h}} = \frac{2.5}{\ln \left\{ 1 + \frac{2.5}{0.527 \text{Ra}_{\text{La-g2u}}^{0.2}} \left[1 + \left(\frac{1.9}{\text{Pr}} \right)^{0.9} \right]^{2/9} \right\}} \quad (62.2)$$

$\text{Ra}_{\text{La-g2u}}$ هو رقم رايليه ويحسب من العلاقة:

$$\text{Ra}_{\text{La-g2u}} = \frac{g (0.01) \beta (T_{\infty} - T_s) L_{\text{ca-g2u}}^3}{\nu^2} \text{Pr} \quad (63.2)$$

تؤخذ جميع خصائص المائع (الهواء الداخلي) عند درجة حرارة الفيلم السطحي والتي تساوي $T_{\text{ave}} = T_{\text{g2}} + T_{\text{a}}/2$. سيتم اختيار معامل انتقال الحرارة الأعلى من بين الثلاثة لحساب معدل انتقال الحرارة بالحمل الحر من الهواء إلى الغطاء الزجاجي الداخلي.

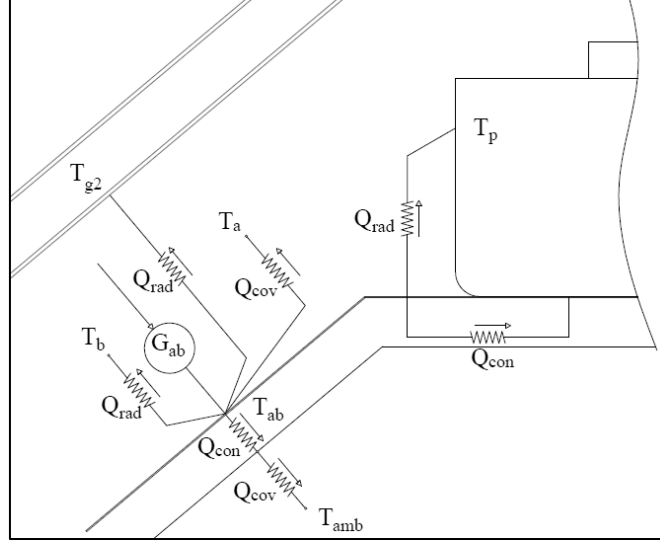
$$\rightarrow h_{\text{c,a-g2}} = \text{MAX}(h_{\text{c,a-g2v}}, h_{\text{c,a-g2d}}, h_{\text{c,a-g2u}})$$

يمكن إعادة ترتيب معادلة التوازن الحراري للغطاء الزجاجي الداخلي بحيث تصبح بالشكل التالي:

$$\frac{dT_{g2}}{dt} = \frac{A_{gc} G_{g2} + A_g \frac{\epsilon_{g2}}{1 - \epsilon_{g2}} (\sigma T_{g2}^4 - J_{g2}) + A_g h_{c,a-g2} (T_a - T_{g2}) - A_g (h_{c,g2-g1} + h_{r,g2-g1}) (T_{g2} - T_{g1})}{(mc)_{g2}}$$

3.6.2. المعادلة الحاكمة للصفحة الماصة:

يبين الشكل رقم (24.2) مخطط التفاعل الحراري للصفحة الماصة بطريقة التمثيل الكهربائي.



الشكل رقم (24.2): مخطط التفاعل الحراري للصفحة الماصة بطريقة التمثيل الكهربائي.

معادلة التوازن الحراري لهذا المكون هي المعادلة رقم (3.2) وهي:

$$Q_{net,ab} = Q_{solar,ab} - \underbrace{(Q_{rad,ab-g2} + Q_{rad,ab-b} + Q_{rad,ab-p})}_{Q_{net,rad,ab}} - Q_{cov,ab-a} - Q_{con,ab-p} - Q_{con+cov,ab-amb}$$

حيث:

$Q_{net,ab}$ [W] هو معدل الحرارة الصافية المختزنة في الصفحة الماصة بسبب سعتها الحرارية، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{net,ab} = (mc)_{ab} \frac{dT_{ab}}{dt} \quad [W] \quad (64.2)$$

m_{ab} [kg] هو وزن الصفحة الماصة، c_{ab} [J/kgK] هي السعة الحرارية النوعية للصفحة الماصة.

$Q_{solar,ab}$ [W] هو معدل الكسب الشمسي للصفحة الماصة، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{solar,ab} = A_{ab,c} G_{ab} \quad (65.2)$$

A_{abc} [m²] هي مساحة السطح من الصفحة الماصة المعرض لأشعة الشمس المركزة، وهي مساحة سطح

دائري قطره d_{abc} [m] (قطر البؤرة المحرقة للعدسة).

G_{ab} [W/m²] هو معدل الطاقة الشمسية الممتصة من قبل الصفحة الماصة، ويعطى بالعلاقة: [41]

$$G_{ab} = I \tau_{lens} \tau_{g1} \tau_{g2} \alpha_{ab} C \quad [W/m^2] \quad (66.2)$$

α_{ab} هي امتصاصية الصفيحة الماصة، C هي نسبة التركيز وتساوي:

$$C = \frac{A_{lens}}{A_{ab,c}} \quad (67.2)$$

$Q_{net\ rad,ab}$ [W] هو المعدل الصافي للتبادل الحراري بالإشعاع بين الصفيحة الماصة والأسطح الداخلية في الفرن (أسطح الجدران الداخلية والغطاء الزجاجي الداخلي ووعاء الطهي)، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{net\ rad,ab} = A_{ab} \frac{\epsilon_{ab}}{1 - \epsilon_{ab}} (\sigma T_{ab}^4 - J_{ab}) \quad (68.2)$$

ϵ_{ab} هي إصدارية الصفيحة الماصة.

J_{ab} [W/m²] هو معدل الطاقة الإشعاعية الكلية التي تغادر السطح في جميع الاتجاهات radiosity، سيتم بيان طريقة حسابها لاحقاً وذلك من معادلات تحليل الإشعاع للحيز المغلق للفرن.

A_{ab} [m²] هي مساحة سطح الصفيحة الماصة وتساوي:

$$A_{ab} = A_{ab,h} + A_{ab,i} = L_{ab,h} \times W_{ab,h} + L_{ab,i} \times W_{ab,i} \quad (69.2)$$

حيث:

$A_{ab,h}$, $A_{ab,i}$ [m²] هما مساحة كل من السطح الأفقي والمائل من الصفيحة على الترتيب.

$L_{ab,h}$, $L_{ab,i}$ [m] هما طول كل من السطح الأفقي والمائل من الصفيحة على الترتيب.

$W_{ab,h}$, $W_{ab,i}$ [m] هما عرض كل من السطح الأفقي والمائل من الصفيحة على الترتيب.

$Q_{cov,ab-a}$ [W] هو معدل انتقال الحرارة بالحمل من الصفيحة الماصة إلى الهواء الداخلي في الفرن، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{cov,ab-a} = A_{ab} h_{c,ab-a} (T_{ab} - T_a) \quad (70.2)$$

$h_{c,ab-a}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من الصفيحة الماصة إلى الهواء داخل الفرن، ويحسب كما يلي:

الصفيحة الماصة مركبة من سطحين أحدهما مائل عن الأفق والآخر أفقي، وبالتالي سيتم اللجوء لمعادلات حساب معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر لكل سطح على حدة، ويكون معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر المطلوب:

$$h_{c,ab-a} = \frac{A_{abi} \times h_{c,abi-a} + A_{abh} \times h_{c,abh-a}}{A_{ab}} \quad (71.2)$$

حساب معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من أجل السطح المائل $h_{c,abi-a}$:

وفق طريقة (Raithby and Hollands (1998) المستخدمة سابقاً، نحسب معامل انتقال الحرارة باعتبار السطح

صفيحة ساخنة شاقولية $h_{c,abiv-a}$:

$$h_{c,abiv-a} = \frac{k \overline{Nu}_{L,abiv-a}}{L_{c,abiv-a}} \quad (72.2)$$

$L_{c,abiv-a}$ [m] هو البعد المميز للسطح المائل باعتباره صفيحة شاقولية، ويساوي:

$$L_{c,abiv-a} = L_{abi}$$

يحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{Nu}_{L,abiv-a} = \left(\overline{Nu}_{L,abiv-a \text{ lam}}^6 + \overline{Nu}_{L,abiv-a \text{ turb}}^6 \right)^{1/6} \quad (73.2)$$

رقم نوسيلت للجريان الصفحي:

$$\overline{Nu}_{L,abiv-a \text{ lam}} = \frac{2.0}{\ln \left(1 + \frac{2.0}{C_{lam,abiv-a} Ra_{L,abiv-a}^{0.25}} \right)} \quad (74.2)$$

حيث:

$$C_{lam,abiv-a} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (75.2)$$

رقم نوسيلت للجريان المضطرب:

$$\overline{Nu}_{L,abiv-a \text{ turb}} = \frac{C_{turb,abiv-a} Ra_{L,abiv-a}^{1/3}}{1 + (1.4 \times 10^9) \frac{Pr}{Ra_{L,abiv-a}}} \quad (76.2)$$

حيث:

$$C_{turb,abiv-a} = \frac{0.13 Pr^{0.22}}{(1 + 0.61 Pr^{0.81})^{0.42}} \quad (77.2)$$

ويحسب رقم رايليه من العلاقة:

$$Ra_{L,abiv-a} = \frac{g \sin(\theta) \beta (T_s - T_\infty) L_{c,abiv-a}^3}{\nu^2} Pr \quad (78.2)$$

حيث:

θ [°] هي زاوية ميلان القسم المائل من الصفيحة عن الأفق، $\theta = \theta_{abi} = 40^\circ$.

T_s [K] هي درجة حرارة السطح الساخن، وتساوي T_{ab} .

T_∞ [K] هي درجة حرارة المائع البارد، وتساوي T_a .

حساب معامل انتقال الحرارة باعتبار السطح صفيحة أفقية ساخنة وموجهة نحو الأعلى $h_{c,abiu-a}$:

$$h_{c,abiu-a} = \frac{k \overline{Nu}_{L,abiu-a}}{L_{c,abiu-a}} \quad (79.2)$$

$L_{c,abiu-a}$ [m] هو البعد المميز للسطح المائل باعتباره صفيحة أفقية، ويساوي:

$$L_{c,abiu-a} = \frac{A_{abi}}{P_{abi}} = \frac{L_{abi} \times W_{abi}}{2 \times (L_{abi} + W_{abi})} \quad (80.2)$$

يحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{Nu}_{L,abiu-a} = \left(\overline{Nu}_{L,abiu-a \text{ lam}}^{10} + \overline{Nu}_{L,abiu-a \text{ turb}}^{10} \right)^{1/10} \quad (81.2)$$

رقم نوسيلت للجريان الصفحي:

$$\overline{Nu}_{L,abiu-a \text{ lam}} = \frac{1.4}{\ln \left(1 + \frac{1.4}{0.835 C_{lam,abiu-a} Ra_{L,abiu-a}^{0.25}} \right)} \quad (82.2)$$

حيث:

$$C_{lam,abiu-a} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (83.2)$$

رقم نوسيلت للجريان المضطرب:

$$\overline{Nu}_{L,abiu-a \text{ turb}} = C_{turb,abiu-a} Ra_{L,abiu-a}^{1/3} \quad (84.2)$$

حيث:

$$C_{turb,abiu-a} = 0.14 \left(\frac{1 + 0.0107 Pr}{1 + 0.01 Pr} \right) \quad (85.2)$$

ويحسب رقم رايليه من العلاقة:

$$Ra_{L,abiu-a} = \frac{g \cos(\theta) \beta (T_s - T_\infty) L_{c,abiu-a}^3}{\nu^2} Pr \quad (86.2)$$

حساب معامل انتقال الحرارة باعتبار السطح صفيحة ساخنة أفقية وموجهة نحو الأسفل $h_{c,abid-a}$:

$$h_{c,abid-a} = \frac{k \overline{Nu}_{L,abid-a}}{L_{c,abid-a}} \quad (87.2)$$

$L_{c,abid-a}$ [m] هو البعد المميز للسطح المائل باعتبار صفيحة أفقية، ويساوي:

$$L_{c,abid-a} = L_{c,abiu-a}$$

يحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{Nu}_{L,abid-a} = \frac{2.5}{\ln \left\{ 1 + \frac{2.5}{0.527 Ra_{L,abid-a}^{0.2}} \left[1 + \left(\frac{1.9}{Pr} \right)^{0.9} \right]^{2/9} \right\}} \quad (88.2)$$

ويحسب رقم رايليه من العلاقة:

$$Ra_{L,abid-a} = \frac{g(0.01)\beta(T_s - T_\infty)L_{c,abid-a}^3}{\nu^2} Pr \quad (89.2)$$

سيتم اختيار معامل انتقال الحرارة الأعلى من بين الثلاثة واستخدامه لحساب معدل انتقال الحرارة بالحمل الحر من السطح المائل الساخن للصفحة الماصة إلى الهواء الداخلي.

$$\rightarrow h_{c,abi-a} = \text{MAX}(h_{c,abiv-a}, h_{c,abiu-a}, h_{c,abid-a})$$

حساب معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من أجل السطح الأفقي للصفحة الماصة $h_{c,abh-a}$ ، ويعتبر صفحة أفقية ساخنة موجهة نحو الأعلى: [58]

$$h_{c,abh-a} = \frac{k \overline{Nu}_{L,abh-a}}{L_{c,abh-a}} \quad (90.2)$$

$L_{c,abh-a}$ [m] هو البعد المميز للسطح الأفقي، ويساوي:

$$L_{c,abh-a} = \frac{A_{abh}}{P_{abh}} = \frac{L_{abh} \times W_{abh}}{2 \times (L_{abh} + W_{abh})} \quad (91.2)$$

يحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{Nu}_{L,abh-a} = \left(\overline{Nu}_{L,abh-a \text{ lam}}^{10} + \overline{Nu}_{L,abh-a \text{ turb}}^{10} \right)^{1/10} \quad (92.2)$$

رقم نوسيلت للجريان الصفحي:

$$\overline{Nu}_{L,abh-a \text{ lam}} = \frac{1.4}{\ln \left(1 + \frac{1.4}{0.835 C_{\text{lam},abh-a} Ra_{L,abh-a}^{0.25}} \right)} \quad (93.2)$$

حيث:

$$C_{\text{lam},abh-a} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (94.2)$$

رقم نوسيلت للجريان المضطرب:

$$\overline{Nu}_{L,abh-a \text{ turb}} = C_{\text{turb},abh-a} Ra_{L,abh-a}^{1/3} \quad (95.2)$$

حيث:

$$C_{\text{turb},abh-a} = 0.14 \left(\frac{1 + 0.0107 Pr}{1 + 0.01 Pr} \right) \quad (96.2)$$

ويحسب رقم رايليه من العلاقة:

$$Ra_{L,abh-a} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_{c,abh-a}^3}{\nu^2} Pr \quad (97.2)$$

تؤخذ جميع خصائص المائع (الهواء الداخلي) عند درجة حرارة الفيلم السطحي والتي تساوي $T_{ave} = T_{ab} + T_a/2$.
 $Q_{con,ab-p}$ [W] هو معدل انتقال الحرارة بالتوصيل من الصفيحة الماصة إلى قاعدة وعاء الطهي، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{con,ab-p} = A_{p,base} h_{con,ab-p} (T_{ab} - T_p) \quad (98.2)$$

$A_{p,base}$ [m²] هي مساحة سطح قاعدة وعاء الطهي الملامس للصفيحة الماصة.

$h_{con,ab-p}$ [W/m²K] هو معامل التوصيل الحراري، ويعطى بالعلاقة:

$$h_{con,ab-p} = \frac{k_p}{\delta_p} \quad (99.2)$$

k_p [W/mK] هي الإيصالية الحرارية لمادة وعاء الطهي.

δ_p [m] هي ثخانة قاعدة الوعاء.

$Q_{con+cov,ab-amb}$ [W] هو معدل انتقال الحرارة بالتوصيل والحمل من الصفيحة الماصة إلى الوسط المحيط عبر العزل الحراري، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{con+cov,ab-amb} = A_{ab} U_{ab-amb} (T_{ab} - T_{amb}) \quad (100.2)$$

U_{ab-amb} [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة الإجمالي من الصفيحة عبر العزل الحراري باتجاه الوسط المحيط، ويحسب كما يلي:

$$U_{ab-amb} = \frac{1}{R_{con} + R_{cov}} \quad (101.2)$$

R_{con} [m² K/W] هي المقاومة الحرارية للتوصيل، وتحسب كما يلي:

$$R_{con} = \frac{\delta_{insulation}}{k_{insulation}} \quad (102.2)$$

δ_{ins} [m] هي ثخانة العزل الحراري و k_{ins} [W/mK] هي إيصاليته الحرارية.

R_{cov} [m² K/W] هي المقاومة الحرارية للحمل، وتحسب كما يلي:

$$R_{cov} = \frac{1}{h_{c,ins-amb}} \quad (103.2)$$

$h_{c,ins-amb}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الناجم عن الرياح، ويحسب من علاقة Wattmuff et.

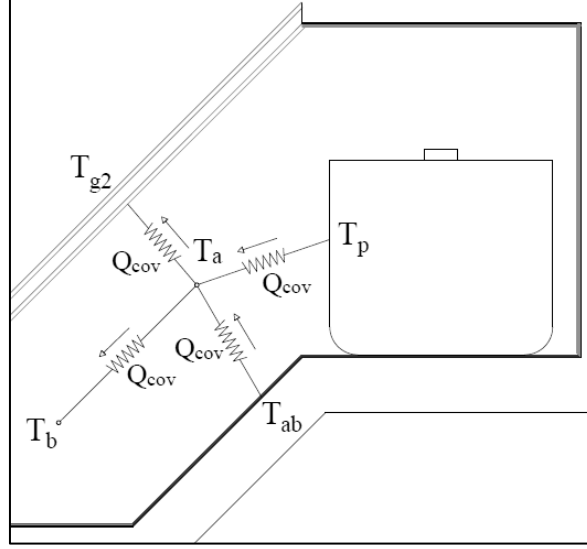
al. (1977). المذكورة سابقاً في المعادلة رقم (37.2).

يمكن إعادة ترتيب معادلة التوازن الحراري للصفيحة الماصة بحيث تصبح بالشكل التالي:

$$\frac{dT_{ab}}{dt} = \frac{A_{ab,c} G_{ab} - A_{ab} \frac{\epsilon_{ab}}{1 - \epsilon_{ab}} (\sigma T_{ab}^4 - J_{ab}) - A_{ab} h_{c,ab-a} (T_{ab} - T_a) - A_{p,base} h_{con,ab-p} (T_{ab} - T_p) - A_{ab} U_{ab-amb} (T_{ab} - T_{amb})}{(mc)_{ab}}$$

4.6.2. المعادلة الحاكمة للهواء الداخلي:

يبين الشكل رقم (25.2) مخطط التفاعل الحراري للهواء الداخلي بطريقة التمثيل الكهربائي.



الشكل رقم (25.2): مخطط التفاعل الحراري للهواء الداخلي بطريقة التمثيل الكهربائي.

معادلة التوازن الحراري لهذا المكون هي المعادلة رقم (4.2) وهي:

$$Q_{net,a} = Q_{cov,ab-a} + Q_{cov,p-a} - Q_{cov,a-g2} - Q_{cov,a-b}$$

حيث:

$Q_{net,a}$ [W] هو معدل الحرارة الصافية المختزنة في الهواء الداخلي بسبب سعته الحرارية، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{net,a} = (m c_p)_a \frac{dT_a}{dt} \quad (104.2)$$

m_a [kg] هو وزن الهواء الداخلي، $c_{p,a}$ [J/kgK] هي السعة الحرارية النوعية للهواء الداخلي.

$Q_{cov,a-b}$ [W] هو معدل انتقال الحرارة بالحمل الحر من الهواء الداخلي إلى الجدران الداخلية للفرن، ويعطى

بالعلاقة:

$$Q_{cov,a-b} = A_b h_{c,a-b} (T_a - T_b) \quad (105.2)$$

A_b [m²] هي مساحة سطح الجدران الداخلية للفرن التي تتبادل الحرارة مع الهواء الداخلي، وتساوي:

$$A_b = \underbrace{A_{bf} + 2 \times A_{bl}}_{A_{bv}} + A_{bhu} + A_{bhb} \quad (106.2)$$

A_{bv} [m²] هي مساحة الأسطح الشاقولية من الجدران الداخلية وتساوي مجموع مساحة السطح الأمامي A_{bf}

والسطحين الجانبيين A_{bl} .

A_{bhu} [m²] هي مساحة السطح الأفقي العلوي من الجدران الداخلية.

A_{bhb} [m²] هي مساحة السطح الأفقي السفلي من الجدران الداخلية.

$h_{c,a-b}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من الهواء الداخلي إلى الجدران الداخلية للفرن،
ويحسب من العلاقة:

$$h_{c,a-b} = \frac{A_{bv} h_{c,a-bv} + A_{bhu} h_{c,a-bhu} + A_{bhb} h_{c,a-bhb}}{A_b} \quad (107.2)$$

$h_{c,a-bv}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر للجدران الشاقولية الأمامية والجانبية، ويحسب باعتبار
هذه الجدران صفيحة شاقولية باردة وذلك كما يلي:

$$h_{c,a-bv} = \frac{k \overline{Nu}_{L,a-bv}}{L_{c,a-bv}} \quad (108.2)$$

$L_{c,a-bv}$ [m] هو البعد المميز للسطح الشاقولي، ويساوي طول سطح الجدار الداخلي الأمامي:

$$L_{c,a-bv} = L_{bf}$$

يحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{Nu}_{L,a-bv} = \left(\overline{Nu}_{L,a-bv,lam}^6 + \overline{Nu}_{L,a-bv,turb}^6 \right)^{1/6} \quad (109.2)$$

رقم نوسيلت للجريان الصفحي:

$$\overline{Nu}_{L,a-bv,lam} = \frac{2.0}{\ln \left(1 + \frac{2.0}{C_{lam,a-bv} Ra_{L,a-bv}^{0.25}} \right)} \quad (110.2)$$

حيث:

$$C_{lam,a-bv} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (111.2)$$

رقم نوسيلت للجريان المضطرب:

$$\overline{Nu}_{L,a-bv,turb} = \frac{C_{turb,a-bv} Ra_{L,a-bv}^{1/3}}{1 + (1.4 \times 10^9) \frac{Pr}{Ra_{L,a-bv}}} \quad (112.2)$$

حيث:

$$C_{turb,a-bv} = \frac{0.13 Pr^{0.22}}{(1 + 0.61 Pr^{0.81})^{0.42}} \quad (113.2)$$

ويحسب رقم رايليه من العلاقة:

$$Ra_{L,a-bv} = \frac{g \beta (T_\infty - T_s) L_{c,a-bv}^3}{\nu^2} Pr \quad (114.2)$$

حيث:

$T_s = T_b$ هي درجة حرارة السطح البارد،

$T_\infty = T_a$ هي درجة حرارة المائع الساخن،

$h_{c,a-bhu}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر للجدار الأفقي العلوي والذي يمكن اعتباره صفيحة

أفقية باردة موجهة نحو الأسفل:

$$h_{c,a-bhu} = \frac{k \overline{Nu}_{L,a-bhu}}{L_{c,a-bhu}} \quad (115.2)$$

$L_{c,a-bhu}$ [m] هو البعد المميز للسطح الأفقي العلوي، ويساوي:

$$L_{c,bhu-a} = \frac{A_{bhu}}{P_{bhu}} = \frac{L_{bhu} \times W_{bhu}}{2 \times (L_{bhu} + W_{bhu})} \quad (116.2)$$

L_{bhu} [m] هو طول السطح المدروس، W_{bhu} [m] هو عرض السطح المدروس.

يحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{Nu}_{L,a-bhu} = \left(\overline{Nu}_{L,a-bhulam}^{10} + \overline{Nu}_{L,a-bhuturb}^{10} \right)^{1/10} \quad (117.2)$$

رقم نوسيلت الصفحي:

$$\overline{Nu}_{L,a-bhulam} = \frac{1.4}{\ln \left(1 + \frac{1.4}{0.835 C_{lam,a-bhu} Ra_{L,a-bhu}^{0.25}} \right)} \quad (118.2)$$

حيث:

$$C_{lam,a-bhu} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (119.2)$$

رقم نوسيلت المضطرب:

$$\overline{Nu}_{L,a-bhuturb} = C_{turb,a-bhu} Ra_{L,a-bhu}^{1/3} \quad (120.2)$$

حيث:

$$C_{turb,a-bhu} = 0.14 \left(\frac{1 + 0.0107 Pr}{1 + 0.01 Pr} \right) \quad (121.2)$$

ويحسب رقم رايليه من العلاقة:

$$Ra_{L,a-bhu} = \frac{g \beta (T_\infty - T_s) L_{c,a-bhu}^3}{\nu^2} Pr \quad (122.2)$$

$h_{c,a-bhb}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر للجدار الأفقي السفلي والذي يمكن اعتباره صفيحة باردة موجهة نحو الأعلى:

$$h_{c,a-bhb} = \frac{k \overline{Nu}_{L,a-bhb}}{L_{c,a-bhb}} \quad (123.2)$$

$L_{c,a-bhb}$ [m] هو البعد المميز للسطح الأفقي السفلي، ويساوي:

$$L_{c,bhb-a} = \frac{A_{bhb}}{P_{bhb}} = \frac{L_{bhb} \times W_{bhb}}{2 \times (L_{bhb} + W_{bhb})} \quad (124.2)$$

L_{bhb} [m] هو طول السطح المدروس، W_{bhb} [m] هو عرض السطح المدروس.

يحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{Nu}_{L,a-bhb} = \frac{2.5}{\ln \left\{ 1 + \frac{2.5}{0.527 Ra_{L,a-bhb}^{0.2}} \left[1 + \left(\frac{1.9}{Pr} \right)^{0.9} \right]^{2/9} \right\}} \quad (125.2)$$

يحسب رقم رايليه من العلاقة:

$$Ra_{L,a-bhb} = \frac{g \beta (T_{\infty} - T_s) L_{c,a-bhb}^3}{\nu^2} Pr \quad (126.2)$$

تؤخذ جميع خصائص المائع (الهواء الداخلي) عند درجة حرارة الفيلم السطحي والتي تساوي $T_{ave} = T_b + T_a/2$. $Q_{cov,p-a}$ [W] هو معدل انتقال الحرارة بالحمل الحر من سطح وعاء الطهي إلى الهواء الداخلي، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{cov,p-a} = A_{p,a} h_{c,p-a} (T_p - T_a) \quad (127.2)$$

$A_{p,a}$ [m²] هي مساحة سطح وعاء الطهي الملامس للهواء (الغطاء + الجدار الجانبي)، وتساوي:

$$A_{p,a} = A_{p,lid} + A_{p,env} = \frac{\pi d_p^2}{4} + \pi d_p L_p \quad (128.2)$$

$A_{p,lid}$ [m²] هي مساحة سطح غطاء وعاء الطهي.

$A_{p,env}$ [m²] هي مساحة السطح الجانبي لوعاء الطهي.

d_p [m] هو قطر وعاء الطهي، L_p [m] هو ارتفاع وعاء الطهي.

$h_{c,p-a}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من سطح وعاء الطهي إلى الهواء الداخلي، ويحسب من العلاقة:

$$h_{c,p-a} = \frac{A_{p,env} h_{c,penv-a} + A_{p,lid} h_{c,plid-a}}{A_{p,a}} \quad (129.2)$$

$h_{c,penv-a}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من الجدار الجانبي لوعاء الطهي إلى الهواء الداخلي، وبحسب باعتبار الجدار سطح خارجي لأسطوانة شاقولية، وذلك كما يلي:

$$h_{c,penv-a} = \frac{k \overline{Nu}_{L,penv-a}}{L_{c,penv-a}} \quad (130.2)$$

$L_{c,penv-a}$ [m] هو البعد المميز للسطح الأسطواني الشاقولي، ويساوي ارتفاع وعاء الطهي:

$$L_{c,penv-a} = L_p$$

يمكن معاملة انتقال الحرارة بالحمل الحر من أو إلى سطح أسطوانة شاقولية كما هو الحال مع سطح صفيحة مستوية شاقولية عندما تكون ثخانة الطبقة الحدية أصغر بكثير من قطر الأسطوانة، أي عندما تحقق نسبة قطر الأسطوانة إلى طولها الشرط: [58]

$$\frac{D}{L} > \frac{35}{Gr_L^{0.25}} \quad (131.2)$$

D [m] هو قطر الأسطوانة، L [m] هو طول الأسطوانة.

Gr_L هو رقم كراشوف، ويساوي:

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} \quad (132.2)$$

T_s [K] هي درجة حرارة السطح الساخن، $T_s = T_p$.

T_∞ [K] هي درجة حرارة المائع البارد، $T_\infty = T_a$.

في هذه الحالة يحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{Nu}_{L,penv-a} = \left(\overline{Nu}_{L,penv-a \text{ lam}}^6 + \overline{Nu}_{L,penv-a \text{ turb}}^6 \right)^{1/6} \quad (133.2)$$

رقم نوسيلت للجريان الصفحي:

$$\overline{Nu}_{L,penv-a \text{ lam}} = \frac{2.0}{\ln \left(1 + \frac{2.0}{C_{lam,penv-a} Ra_{L,penv-a}^{0.25}} \right)} \quad (134.2)$$

حيث:

$$C_{lam,penv-a} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (135.2)$$

رقم نوسيلت للجريان المضطرب:

$$\overline{Nu}_{L,penv-a \text{ turb}} = \frac{C_{turb,penv-a} Ra_{L,penv-a}^{1/3}}{1 + (1.4 \times 10^9) \frac{Pr}{Ra_{L,penv-a}}} \quad (136.2)$$

حيث:

$$C_{\text{turb,penv-a}} = \frac{0.13 \text{Pr}^{0.22}}{(1 + 0.61 \text{Pr}^{0.81})^{0.42}} \quad (137.2)$$

ويحسب رقم رايليه من العلاقة:

$$\text{Ra}_{\text{L,penv-a}} = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_{\text{c,penv-a}}^3}{\nu^2} \text{Pr} \quad (138.2)$$

من أجل نسب قطر إلى طول أصغر، يضاف إلى علاقة رقم نوسيلت تأثير انحناء السطح وتصبح كما يلي:

$$\overline{\text{Nu}}_L = \overline{\text{Nu}}_{\text{L,nc}} \frac{\zeta}{\ln(1 + \zeta)} \quad (139.2)$$

حيث $\overline{\text{Nu}}_{\text{L,nc}}$ هو رقم نوسيلت الوسطي في حال إهمال تأثير الانحناء (الذي تم الحصول عليه من علاقة السطح الشاقولي):

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{L,nc}} = \overline{\text{Nu}}_{\text{L,a-penv}}$$

يعطى ζ بالعلاقة:

$$\zeta = \frac{1.8}{\overline{\text{Nu}}_{\text{L,nc}}} \frac{L}{D} \quad (140.2)$$

$h_{\text{c,plid-a}}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من غطاء وعاء الطهي إلى الهواء الداخلي، ويحسب باعتبار الغطاء صفيحة ساخنة موجهة نحو الأعلى، وذلك كما يلي:

$$h_{\text{c,plid-a}} = \frac{k \overline{\text{Nu}}_{\text{L,plid-a}}}{L_{\text{c,plid-a}}} \quad (141.2)$$

$L_{\text{c,plid-a}}$ [m] هو البعد المميز للسطح الأفقي، ويساوي:

$$L_{\text{c,plid-a}} = \frac{A_{\text{plid}}}{P_{\text{plid}}} = \frac{\pi d_p^2 / 4}{\pi d_p} \quad (142.2)$$

يحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{L,plid-a}} = \left(\overline{\text{Nu}}_{\text{L,plid-a lam}}^{10} + \overline{\text{Nu}}_{\text{L,plid-a turb}}^{10} \right)^{1/10} \quad (143.2)$$

رقم نوسيلت للجريان الصفحي:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{L,plid-a lam}} = \frac{1.4}{\ln \left(1 + \frac{1.4}{0.835 C_{\text{lam,plid-a}} \text{Ra}_{\text{L,plid-a}}^{0.25}} \right)} \quad (144.2)$$

حيث:

$$C_{\text{lam,plid-a}} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (145.2)$$

رقم نوسيلت للجريان المضطرب:

$$\overline{Nu}_{L,plid-a\ turb} = C_{turb,plid-a} Ra_{L,plid-a}^{1/3} \quad (146.2)$$

حيث:

$$C_{turb,plid-a} = 0.14 \left(\frac{1 + 0.0107 Pr}{1 + 0.01 Pr} \right) \quad (147.2)$$

ويحسب رقم رايليه من العلاقة:

$$Ra_{L,plid-a} = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_{c,plid-a}^3}{\nu^2} Pr \quad (148.2)$$

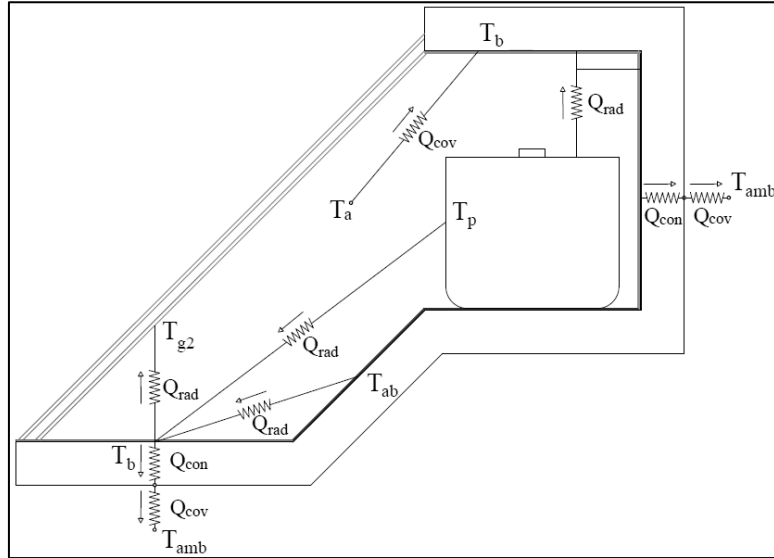
تؤخذ جميع خصائص المائع (الهواء) عند درجة حرارة الفيلم السطحي والتي تساوي $T_{ave} = T_p + T_a/2$

يمكن إعادة ترتيب معادلة التوازن الحراري للهواء الداخلي بحيث تصبح بالشكل التالي:

$$\frac{dT_a}{dt} = \frac{A_b h_{c,ab-a} (T_{ab} - T_a) + A_p h_{c,p-a} (T_p - T_a) - A_b h_{c,a-g2} (T_a - T_{g2}) - A_b h_{c,a-b} (T_a - T_b)}{(mc_p)_a}$$

5.6.2. المعادلة الحاكمة للجدران الداخلية للفرن:

يبين الشكل رقم (26.2) مخطط التفاعل الحراري للجدران الداخلية بطريقة التمثيل الكهربائي.



الشكل رقم (26.2): مخطط التفاعل الحراري للجدران الداخلية بطريقة التمثيل الكهربائي.

معادلة التوازن الحراري لهذا المكون هي المعادلة رقم (5.2) وهي:

$$Q_{net,b} = Q_{cov,a-b} + \underbrace{(Q_{rad,ab-b} - Q_{rad,b-g2} + Q_{rad,p-b})}_{Q_{net\ rad,b}} - Q_{con+cov,b-amb}$$

حيث:

$Q_{net,b}$ [W] هو معدل الحرارة الصافية المختزنة في الجدران الداخلية بسبب سعتها الحرارية، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{\text{net},b} = (mc)_b \frac{dT_b}{dt} \quad (149.2)$$

m_b [kg] هو وزن الجدران الداخلية، c_b [J/kgK] هو السعة الحرارية النوعية للجدران الداخلية.
 $Q_{\text{net rad},b}$ [W] هو المعدل الصافي للتبادل الحراري بالإشعاع بين الجدران الداخلية وأسطح بقية مكونات الفرن
(أسطح وعاء الطهي والصفحة الماصة والغطاء الزجاجي الداخلي)، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{\text{net rad},b} = A_b \frac{\epsilon_b}{1 - \epsilon_b} (\sigma T_b^4 - J_b) \quad (150.2)$$

J_b [W/m²] هو معدل الطاقة الإشعاعية الكلية التي تغادر السطح في جميع الاتجاهات radiosity، سيتم بيان طريقة حسابها لاحقاً وذلك من معادلات تحليل الإشعاع للحيز المغلق للفرن.
 ϵ_b هي إصدارية سطح الجدران الداخلية.

$Q_{\text{con+cov},b-\text{amb}}$ [W] هو معدل الفقد الحراري من الجدران الداخلية للفرن عبر العزل الحراري إلى الوسط المحيط، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{\text{con+cov},b-\text{amb}} = U_{b-\text{amb}} A_b (T_b - T_{\text{amb}}) \quad (151.2)$$

$U_{b-\text{amb}}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة الإجمالي من الجدران الداخلية عبر العزل الحراري باتجاه الوسط المحيط، ويحسب بنفس طريقة حساب معامل انتقال الحرارة الإجمالي من الصفحة الماصة عبر العزل الحراري باتجاه الوسط المحيط الواردة سابقاً.

يمكن إعادة ترتيب معادلة التوازن الحراري للجدران الداخلية للفرن بحيث تصبح بالشكل التالي:

$$\frac{dT_b}{dt} = \frac{A_b h_{c,a-b} (T_a - T_b) + A_b \frac{\epsilon_b}{1 - \epsilon_b} (\sigma T_b^4 - J_b) - A_b U_{b-\text{amb}} (T_b - T_{\text{amb}})}{(mc)_b}$$

6.6.2. المعادلة الحاكمة لوعاء الطهي:

يبين الشكل رقم (27.2) مخطط التفاعل الحراري لوعاء الطهي بطريقة التمثيل الكهربائي. معادلة التوازن الحراري لهذا المكون هي المعادلة رقم (6.2) وهي:

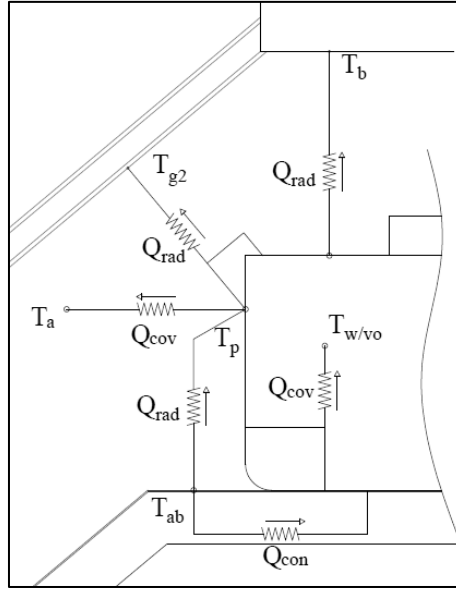
$$Q_{\text{net},p} = Q_{\text{con},ab-p} - \underbrace{(Q_{\text{rad},p-b} + Q_{\text{rad},p-g2} - Q_{\text{rad},ab-p})}_{Q_{\text{net rad},p}} - Q_{\text{cov},p-a} - Q_{\text{cov},p-w}$$

حيث:

$Q_{\text{net},p}$ [W] هو معدل الحرارة الصافية المختزنة في وعاء الطهي بسبب سعته الحرارية، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{\text{net},p} = (mc)_p \frac{dT_p}{dt} \quad (152.2)$$

m_p [kg] هو وزن وعاء الطهي، c_p [J/kgK] هي السعة الحرارية النوعية لوعاء الطهي.



الشكل رقم (27.2): مخطط التفاعل الحراري لوعاء الطهي بطريقة التمثيل الكهربائي.

$Q_{net\ rad,p}$ [W] هو المعدل الصافي للتبادل الحراري بالإشعاع بين السطح الخارجي لوعاء الطهي والأسطح الداخلية في الفرن (أسطح الجدران الداخلية والصفحة الماصة والغطاء الزجاجي الداخلي):

$$Q_{net\ rad,p} = A_p \frac{\epsilon_p}{1 - \epsilon_p} (\sigma T_p^4 - J_p) \quad (153.2)$$

J_p [W/m²] هو معدل الطاقة الإشعاعية الكلية التي تغادر السطح في جميع الاتجاهات radiosity، سيتم بيان طريقة حسابها لاحقاً وذلك من معادلات تحليل الإشعاع للحيز المغلق للفرن. ϵ_p هي إصدارية سطح الوعاء.

$Q_{cov,p-w/vo}$ [W] هو معدل انتقال الحرارة بالحمل الحر من السطح الداخلي لوعاء الطهي إلى الحمل بداخله (الماء أو الزيت)، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{cov,p-w/vo} = h_{c,p-w/vo} A_{p,w/vo} (T_p - T_{w/vo}) \quad (154.2)$$

$A_{p,w/vo}$ [m²] هي مساحة أسطح الوعاء الملامسة للمائع (الحمل) بداخله، وتساوي:

$$A_{p,w/vo} = A_{pbase} + A_{penv,w/vo} = \frac{\pi d_p^2}{4} + \pi d_p L_{p-w/vo} \quad (155.2)$$

A_{pbase} [m²] هي مساحة قاعدة الوعاء.

$A_{penv,w/vo}$ [m²] هي مساحة السطح الجانبي للوعاء الملامس للماء أو الزيت.

$h_{c,p-w/vo}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من الوعاء إلى الحمل بداخله.

ينقسم انتقال الحرارة في هذه الحالة إلى انتقال حرارة بالحمل الحر من قاعدة الوعاء إلى الحمل، حيث يمكن اعتبار القاعدة صفيحة ساخنة أفقية موجهة نحو الأعلى، وانتقال حرارة بالحمل الحر من الجدار الجانبي للوعاء إلى الحمل، حيث يمكن اعتبار الجدار الجانبي سطحاً ساخناً لأسطوانة شاقولية. يحسب معامل انتقال الحرارة من العلاقة:

$$h_{c,p-w/v_o} = \frac{A_{pbase} \times h_{c,pbase-w/v_o} + A_{penv,w/v_o} \times h_{c,penv-w/v_o}}{A_{p,w/v_o}} \quad (156.2)$$

$h_{c,pbase-w/v_o}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من قاعدة وعاء الطهي، ويحسب من العلاقة:

$$h_{c,pbase-w} = \frac{k \overline{Nu}_{L,pbase-w}}{L_{c,pbase-w}} \quad (157.2)$$

$L_{c,pbase-w}$ [m] هو البعد المميز لسطح قاعدة الوعاء، ويساوي:

$$L_{c,pbase-w/v_o} = \frac{A_{pbase}}{P_{pbase}} = \frac{\pi d_p^2 / 4}{\pi d_p} = \frac{d_p}{4} \quad (158.2)$$

يحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{Nu}_{L,pbase-w} = \left(\overline{Nu}_{L,pbase-w \text{ lam}}^{10} + \overline{Nu}_{L,pbase-w \text{ turb}}^{10} \right)^{1/10} \quad (159.2)$$

رقم نوسيلت للجريان الصفحي:

$$\overline{Nu}_{L,pbase-w \text{ lam}} = \frac{1.4}{\ln \left(1 + \frac{1.4}{0.835 C_{lam,pbase-w} Ra_{L,pbase-w}^{0.25}} \right)} \quad (160.2)$$

حيث:

$$C_{lam,pbase-w} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (161.2)$$

رقم نوسيلت للجريان المضطرب:

$$\overline{Nu}_{L,pbase-w \text{ turb}} = C_{turb,pbase-w} Ra_{L,pbase-w}^{1/3} \quad (162.2)$$

حيث:

$$C_{turb,pbase-w} = 0.14 \left(\frac{1 + 0.0107 Pr}{1 + 0.01 Pr} \right) \quad (163.2)$$

ويحسب رقم رايليه من العلاقة:

$$Ra_{L, \text{pbase-w}} = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_{c, \text{pbase-w}}^3}{\nu^2} Pr \quad (164.2)$$

حيث:

β [1/K] هو معامل التمدد الحجمي للماء أو الزيت، ويحسب من المعادلة رقم (19.2) من أجل الماء والمعادلة رقم (25.5) من أجل الزيت.

T_s [K] هي درجة حرارة السطح الساخن، وتساوي T_p .

T_∞ [K]، درجة حرارة المائع البارد، وتساوي $T_{w/vo}$.

ν [m²/s]، اللزوجة الحركية للماء أو الزيت، وتحسب من المعادلة رقم (17.2) من أجل الماء والمعادلة رقم (23.2) من أجل الزيت.

Pr ، رقم برانتل للماء أو الزيت، ويحسب من المعادلة رقم (18.2) من أجل الماء والمعادلة رقم (24.2) من أجل الزيت.

$h_{c, \text{penv-w/vo}}$ [W/m²K] هو معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من جدار وعاء الطهي الملامس للماء أو الزيت، ويحسب وفق ما يلي:

$$h_{c, \text{penv-w/vo}} = \frac{k \overline{Nu}_{L, \text{penv-w/vo}}}{L_{c, \text{penv-w/vo}}} \quad (165.2)$$

$L_{c, \text{penvw-w}}$ [m] هو البعد المميز للسطح الأسطواني الشاقولي، ويساوي ارتفاع السطح الجانبي للأسطوانة الملامس للحمل:

$$L_{c, \text{penv-w/vo}} = L_{p, w/vo}$$

عندما تكون ثخانة الطبقة الحدية أصغر بكثير من قطر الأسطوانة، أي عندما تحقق نسبة قطر الأسطوانة إلى طولها الشرط:

$$\frac{D}{L} = \frac{d_p}{L_{p, w/vo}} > \frac{35}{Gr_L^{0.25}} \quad (166.2)$$

في هذه الحالة يحسب رقم رايلييه من العلاقة:

$$Ra_{L, \text{penv-w/vo}} = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_{c, \text{penv-w/vo}}^3}{\nu^2} Pr \quad (167.2)$$

حيث:

ويحسب رقم نوسيلت الوسطي من العلاقة:

$$\overline{Nu}_{L, \text{penvw-w}} = \left(\overline{Nu}_{L, \text{penvw-w lam}}^6 + \overline{Nu}_{L, \text{penvw-w turb}}^6 \right)^{1/6} \quad (168.2)$$

رقم نوسيلت للجريان الصفحي:

$$\overline{Nu}_{L,penvw-wlam} = \frac{2.0}{\ln \left(1 + \frac{2.0}{C_{lam,penvw-w} Ra_{L,penvw-w}^{0.25}} \right)} \quad (169.2)$$

حيث:

$$C_{lam,penvw-w} = \frac{0.671}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (170.2)$$

رقم نوسيلت للجريان المضطرب:

$$\overline{Nu}_{L,penvw-wturb} = \frac{C_{turb,penvw-w} Ra_{L,penvw-w}^{1/3}}{1 + (1.4 \times 10^9) \frac{Pr}{Ra_{L,penvw-w}}} \quad (171.2)$$

حيث:

$$C_{turb,penvw-w} = \frac{0.13 Pr^{0.22}}{(1 + 0.61 Pr^{0.81})^{0.42}} \quad (172.2)$$

من أجل نسب قطر إلى طول أصغر، يضاف إلى علاقة رقم نوسيلت تأثير انحناء السطح وتصبح:

$$\overline{Nu}_L = \overline{Nu}_{L,nc} \frac{\zeta}{\ln(1 + \zeta)} \quad (173.2)$$

حيث $\overline{Nu}_{L,nc}$ هو رقم نوسيلت الوسطي في حال إهمال تأثير الانحناء (الذي تم الحصول عليه من علاقة السطح الشاقولي):

$$\overline{Nu}_{L,nc} = \overline{Nu}_{L,penv-w/v_o}$$

يعطى ζ بالعلاقة:

$$\zeta = \frac{1.8}{\overline{Nu}_{L,nc}} \frac{L}{D} \quad (174.2)$$

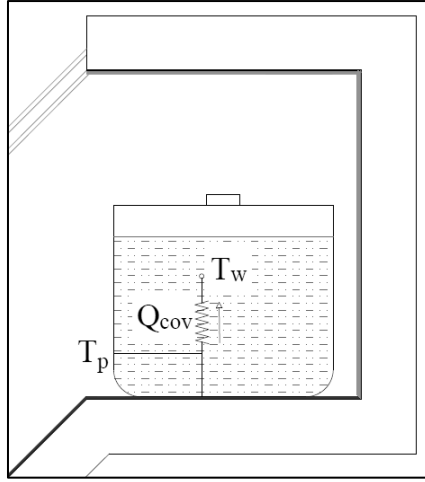
تؤخذ جميع خصائص الحمل عند درجة حرارة الفيلم السطحي والتي تساوي $T_{ave} = T_p + T_{w/v_o}/2$.

يمكن إعادة ترتيب معادلة التوازن الحراري لوعاء الطهي بحيث تصبح بالشكل التالي:

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{h_{con,ab-p} A_{p,base} (T_{ab} - T_p) - A_p \frac{\epsilon_p}{1 - \epsilon_p} (\sigma T_p^4 - J_p) - h_{c,p-a} A_p (T_p - T_a) - h_{c,p-w} A_{p,w} (T_p - T_w)}{(mc)_p}$$

7.6.2. المعادلة الحاكمة للحمل (الماء أو الزيت) داخل وعاء الطهي:

يبين الشكل رقم (28.2) مخطط التفاعل الحراري للحمل ضمن وعاء الطهي بطريقة التمثيل الكهربائي.



الشكل رقم (28.2): مخطط التفاعل الحراري للحمل ضمن وعاء الطهي بطريقة التمثيل الكهربائي.

معادلة التوازن الحراري لهذا المكون هي المعادلة رقم (7.2) وهي:

$$Q_{net,w/vo} = Q_{cov,p-w/vo}$$

حيث:

$Q_{net,w/vo}$ [W] هو معدل الحرارة الصافية المختزنة في الحمل بسبب سعته الحرارية، ويعطى بالعلاقة:

$$Q_{net,w/vo} = (mc_p)_{w/vo} \frac{dT_{w/vo}}{dt} \quad (175.2)$$

m_w [kg] هو وزن الحمل (الماء أو الزيت)، c_w [J/kgK] هي السعة الحرارية النوعية للحمل.

يمكن إعادة ترتيب معادلة التوازن الحراري للحمل بحيث تصبح بالشكل التالي:

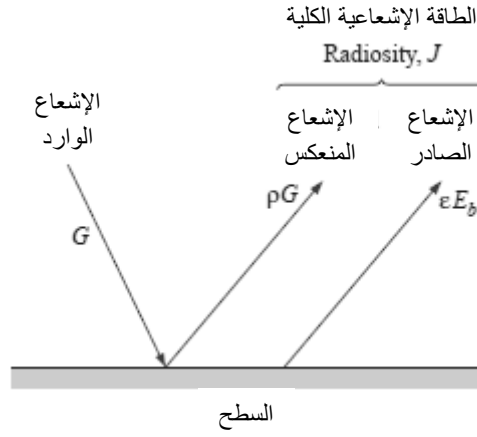
$$\frac{dT_{w/vo}}{dt} = \frac{h_{c,p-w/vo} A_p (T_p - T_{w/vo})}{(mc_p)_{w/vo}}$$

8.6.2. تحديد معاملات الشكل ومعدلات الطاقة الإشعاعية الكلية:

ضمن الحيز الداخلي للفرن الشمسي هناك تبادل حراري بالإشعاع بين أربعة أسطح عاتمة ورمادية وناشرة وإيزوترمية هي الأسطح الداخلية لكل من الصفيحة الماصة والغطاء الزجاجي الداخلي والجدران الداخلية ووعاء الطهي. لحل مسألة الإشعاع هذه سيتم اللجوء للطريقة المباشرة مع استخدام المعادلة التالية التي يتم اعتمادها في حال اعتبار درجات حرارة الأسطح محددة. [57]

$$\sigma T_i^4 = J_i + \frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i} \sum_{j=1}^N F_{i-j} (J_i - J_j)$$

J هو معدل الطاقة الإشعاعية الكلية (radiosity) التي تغادر كل سطح من الأسطح المعتبرة في جميع الاتجاهات، وتتألف من مركبتين هما مركبة الإشعاع الذي يصدره السطح ومركبة الإشعاع الذي يعكسه، كما هو مبين في الشكل رقم (29.2).



الشكل رقم (29.2): مخطط يبين ماهية الطاقة الإشعاعية الكلية، Yunus Cengel, 2002.

هذه المعادلة تعطي N معادلة جبرية خطية من أجل تحديد N معدل طاقة إشعاعية كلية غير معروف لحيز مكون من N سطح. من أجل أربعة أسطح تكون المعادلات أربعة هي:

$$\sigma T_{ab}^4 = J_{ab} + \frac{1-\varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} [F_{ab-g2}(J_{ab} - J_{g2}) + F_{ab-b}(J_{ab} - J_b) + F_{ab-p}(J_{ab} - J_p)] \quad (176.2)$$

$$\sigma T_b^4 = J_b + \frac{1-\varepsilon_b}{\varepsilon_b} [F_{b-g2}(J_b - J_{g2}) + F_{b-ab}(J_b - J_{ab}) + F_{b-p}(J_b - J_p)] \quad (177.2)$$

$$\sigma T_{g2}^4 = J_{g2} + \frac{1-\varepsilon_{g2}}{\varepsilon_{g2}} [F_{g2-ab}(J_{g2} - J_{ab}) + F_{g2-b}(J_{g2} - J_b) + F_{g2-p}(J_{g2} - J_p)] \quad (178.2)$$

$$\sigma T_p^4 = J_p + \frac{1-\varepsilon_p}{\varepsilon_p} [F_{p-ab}(J_p - J_{ab}) + F_{p-b}(J_p - J_b) + F_{p-g2}(J_p - J_{g2})] \quad (179.2)$$

بمجرد معرفة قيم J يمكن تحديد المعدلات الصافية للتبادل الحراري بالإشعاع لكل سطح من الأسطح المعتبرة وفق المعادلات الواردة في معادلات التوازن الحراري الحاكمة لكل منها.

F هو معامل الشكل (view factor)، ويعرف على أنه نسبة الإشعاع التي تغادر سطحاً ما وترد على سطح آخر مباشرةً، وهو مقدار هندسي صرف ومستقل عن خصائص الأسطح ودرجة حرارتها.

تم تحديد معاملات الشكل الواردة في جملة المعادلات الأربع أعلاه بالاستعانة ببرنامج Ansys, Fluent وذلك باستخدام النموذج الإشعاعي Surface to Surface، وقيمها مبينة في الجدول رقم (2.2).

الجدول رقم (2.2): قيم معاملات الشكل التي تم الحصول عليها من النموذج الإشعاعي S2S في برنامج Ansys.

F_{ab-ab}	0.000000	F_{b-ab}	0.097300	F_{g2-ab}	0.192191	F_{p-ab}	0.067784
F_{ab-b}	0.546646	F_{b-b}	0.438209	F_{g2-b}	0.719569	F_{p-b}	0.830420
F_{ab-g2}	0.347021	F_{b-g2}	0.232943	F_{g2-g2}	0.000000	F_{p-g2}	0.101691
F_{ab-p}	0.106333	F_{b-p}	0.231547	F_{g2-p}	0.088240	F_{p-p}	0.000000

التنبؤ بالسلوك الحراري للفرن الشمسي المقترح وتقييم أدائه

Predicting the Thermal Behavior of The Proposed Solar Oven and Evaluating its Performance

1.3. مقدمة Introduction:

يمكن تقييم الأداء الحراري للطباخات الشمسية من خلال التحليل المفصل للخصائص الضوئية والحرارية لمواد وتصميم الطباخ أو من خلال الاختبار التجريبي في ظل ظروف تشغيلية محددة. تجدر الإشارة إلى أنه من الصعب جداً مقارنة الأداء بين الطباخات المختلفة الواردة في أعمال الباحثين ووضع المعايير اللازمة لاختبار طباخ يستطيع تقديم أداء ناجح ومرضى [1]

في هذا السياق، قام Funk بدراسة قدم فيها وقيم "الإجراء القياسي العالمي لاختبار الطباخات الشمسية وتقرير الأداء" "International standard procedure for testing solar cookers and reporting performance" الذي تم اقتراحه في المؤتمر العالمي الثالث للطهي الشمسي المقام في (Avinashilingam University, Coimbatore, India, 6–10 January, 1997). تضمن التقييم تحديد كون المعيار عملياً في

الاستخدام وكونه يفرق أو يميز بين التصميمات المختلفة للطباخات الشمسية وكون نتائجه قابلة للتكرار. [63] من أهداف الإجراء الذي تم تقييمه جعل اختبار الطباخ الشمسي بسيطاً قدر الإمكان وتقديم إمكاناته بواحدات معترف بها على نطاق واسع والحصول على معلومات تنبئ بأدائه. لكون هذا المعيار العالمي قد تم تطويره من قبل العديد من الباحثين من أماكن مختلفة حول العالم فإنه يستفيد من المعرفة والخبرة المشتركة لبعض الباحثين الأكثر خبرة في هذا المجال. يضع هذا المعيار حدوداً للظروف البيئية ويحدد إجراءات الاختبار وتقرير الأداء.

وفقاً لما أوصت به اللجنة المسؤولة عن تنقيح "الإجراء القياسي العالمي لاختبار الطباخات الشمسية وتقرير الأداء" من إجراءات اختبار وصيغة للتقرير نذكر ما يلي:

فيما يتعلق بمتغيرات الطقس غير المتحكم بها كسرعة الرياح ودرجة حرارة الوسط المحيط وشدة الإشعاع الشمسي، فإنه يوصى بإجراء اختبار الطباخ الشمسي عندما تكون سرعة الرياح أقل من 1 [m/s] ودرجة حرارة الوسط المحيط بين $20-35^{\circ}\text{C}$ ، كما يوصى بأخذ القراءات من الطباخ عندما تكون شدة الإشعاع الشمسي ضمن حدود 65% من مستوى الإشعاع القياسي (أي حوالي $700 \text{ [W/m}^2\text{]}$) إضافةً إلى التشديد في إجراء الاختبارات بين الساعة 10:00 و 14:00 من الزمن الشمسي.

وفيما يتعلق بمتغيرات الطباخ المتحكم بها كالحمل، فإن الطباخات يجب أن تملك 7 [kg] من الحمل (الماء أو الزيت) لكل $1 \text{ [m}^2\text{]}$ من مساحة الاستقبال موزعة بالتساوي بين الأوعية المقدمة مع الطباخ.

من ناحية أخرى، هناك بعض البارامترات شائعة الاستخدام لدراسة أداء أنظمة الطهي الشمسي، تم تحليل هذه البارامترات نظرياً وتجريبياً من قبل العديد من الباحثين من أجل تأمين الظروف الأكثر ملاءمة لعمل الطباخات الشمسية. [64] كما أن استخدام واحدات عامة وشائعة لقياس الأداء يسهل تناقل نتائج التجارب الواعدة بين الباحثين حول العالم. [63]

في هذا السياق، قام Khalifa ورفاقه في دراسة قدموا فيها معايير عامة لتقييم ومقارنة أداء الطباخات الشمسية [64]، حيث قدموا مصطلح الكفاءة اللحظية للطباخ الشمسي وعرفوه على أنه نسبة معدل الحرارة المضافة إلى الطعام في لحظة محددة من الزمن إلى الطاقة الشمسية المركزة الموافقة الواصلة إلى الطباخ من المركز، وتعطى بالعلاقة:

$$\eta_i = \frac{q_F}{q_{in}} \quad (1.3)$$

حيث q_F هي الطاقة المفيدة المقدمة للطعام، وهي تابع للزمن وتعطى بالعلاقة:

$$q_F = m_F c_F \frac{dT_F}{dt} \quad [W] \quad (2.3)$$

m_F [kg] هو وزن الطعام ويمثل في عملية النمذجة وزن الماء أو الزيت النباتي $m_{w/v0}$ ، c_F [J/kg K] هي السعة الحرارية النوعية للطعام وتمثل في عملية النمذجة أيضاً السعة الحرارية النوعية للماء أو الزيت $c_{w/v0}$ ، T_F [°C] درجة حرارة الطعام وتمثل $T_{w/v0}$ ، t [s] الزمن. و q_{in} هي الطاقة التي يستقبلها الطباخ وتعطى بالعلاقة:

$$q_{in} = I_{DN} A_c \quad [W] \quad (3.3)$$

I_{DN} [W/m²] هو الإشعاع الشمسي الناظمي المباشر ويمثله في عملية النمذجة شدة الإشعاع الشمسي I ، A_c [m²] هي مساحة سطح فتحة الطباخ ويمثلها في عملية النمذجة كذلك مساحة المجمع الشمسي ألا وهو عدسة فريسنل A_{lens} .

كما عرفوا مصطلح الكفاءة الإجمالية لاستخدام الطباخ خلال كامل فترة الطهي بالعلاقة:

$$\eta_u = \frac{Q_F}{Q_{in}} \quad (4.3)$$

حيث Q_F هي الحرارة المفيدة المختزنة في الطعام من أجل ارتفاع درجة الحرارة بمقدار ΔT [°C]، وتعطى بالعلاقة:

$$Q_F = m_F c_F \Delta T \quad [J] \quad (5.3)$$

و Q_{in} الدخل الشمسي الذي يعتبر ثابتاً نسبياً خلال فترة الطهي.

$$Q_{in} = I_{DN} A_c \Delta t \quad [J] \quad (6.3)$$

كما تم تمييز كفاءة الطباخ في حال أخذ كفاءة المجمع الشمسي بالاعتبار من خلال نسب الحرارة المفيدة إلى الدخل الشمسي الموجه إلى الغطاء الزجاجي للطباخ بعد المجمع.

إلى جانب الكفاءة اللحظية والإجمالية عرف الباحث نفسه ورفاقه مصطلحي الزمن النوعي t_s والمميز t_c لغلان الماء لاستخدامهما في تقييم ومقارنة أداء التصاميم المختلفة للطباخات الشمسية ومن أجل تجارب مختلفة لجلي الماء، بحيث ينسب الزمن المستغرق للغلان في بارامتر الزمن النوعي إلى مساحة سطح المجمع الشمسي وكمية الماء، وفي بارامتر الزمن المميز يتم ضرب الزمن النوعي بنسبة شدة الإشعاع الشمسي المقيسة خلال التجربة إلى قيمة مرجعية الأمر الذي يسهل مقارنة الأداء في ظروف مختلفة للإشعاع الشمسي.

يعطى بارامتر الزمن النوعي بالعلاقة:

$$t_s = \frac{\Delta t A_c}{m_F} \left[\frac{\text{min m}^2}{\text{kg}} \right] \quad (7.3)$$

ويعطى بارامتر الزمن المميز بالعلاقة:

$$t_c = t_s \frac{I_{DN}}{I_{DN}^*} \left[\frac{\text{min m}^2}{\text{kg}} \right] \quad (8.3)$$

حيث I_{DN}^* هي قيمة مرجعية للإشعاع الشمسي الناظمي المباشر وتؤخذ مساوية لـ $900 \text{ [W/m}^2\text{]}$. بعد أن تم اعتماد المعايير الواردة في الإجراء القياسي العالمي لاختبار الطباخات الشمسية في عملية محاكاة سلوك نظام الفرن الشمسي المقترح واستخدام بارامترات تقييم الأداء التي عرفها الباحث Khalifa ورفاقه، سيتم الانتقال إلى مسألة نوع الحمل الذي سيوضع في وعاء الطهي.

يعتبر الطهي آلية معقدة حيث تتضمن انتقال الحرارة بالطرق الثلاثة؛ التوصيل والحمل والإشعاع. عادةً يكون هناك حاجة لوسط ناقل لنقل الطاقة الحرارية من المصدر إلى الطعام. تتضح معظم أنواع الأطعمة عندما تصل درجة حرارتها إلى حوالي $100 \text{ [}^\circ\text{C]}$ ، فمثلاً ينضج اللحم عند حوالي $75 \text{ [}^\circ\text{C]}$ ويعتبر مطهواً عندما تصل درجة الحرارة الدنيا في قطعة اللحم إلى هذه القيمة. من أجل الحصول على معدلات طهي أسرع لا بد أن تكون درجة حرارة الوسط الناقل للحرارة أعلى. من أجل معدل حرارة محدد يستقبله وعاء الطهي، فإن سرعة الطهي تعتمد على كمية الطعام والإيصالية الحرارية لمادة الطعام ونوع وكمية الوسط الناقل للحرارة. يمتلك الماء أعلى معامل لانتقال الحرارة بالحمل الحر لكن درجة حرارته محددة بنقطة الغليان ($100 \text{ [}^\circ\text{C]}$). من ناحية أخرى، يمتلك الزيت قيمةً أدنى لمعامل انتقال الحرارة بالحمل الحر مقارنةً بالماء إلا أنه يعطي أسرع وسيلة للطهي بسبب إمكانية وصوله إلى درجات حرارة عالية. أما فيما يتعلق بالهواء فإنه يعتبر الوسط الأبطأ نسبياً لنقل الحرارة. تجدر الإشارة إلى أنه مع ارتفاع درجة الحرارة تزداد الضياعات من الطباخ وتتنخفض الكفاءة. يبين الجدول رقم (1.3) أنواع الطهي الأكثر شيوعاً والوسط الناقل للحرارة المستخدم في كل منها ودرجات حرارة الطهي المناسبة. [65]

الجدول رقم (1.3): طرق الطهي.

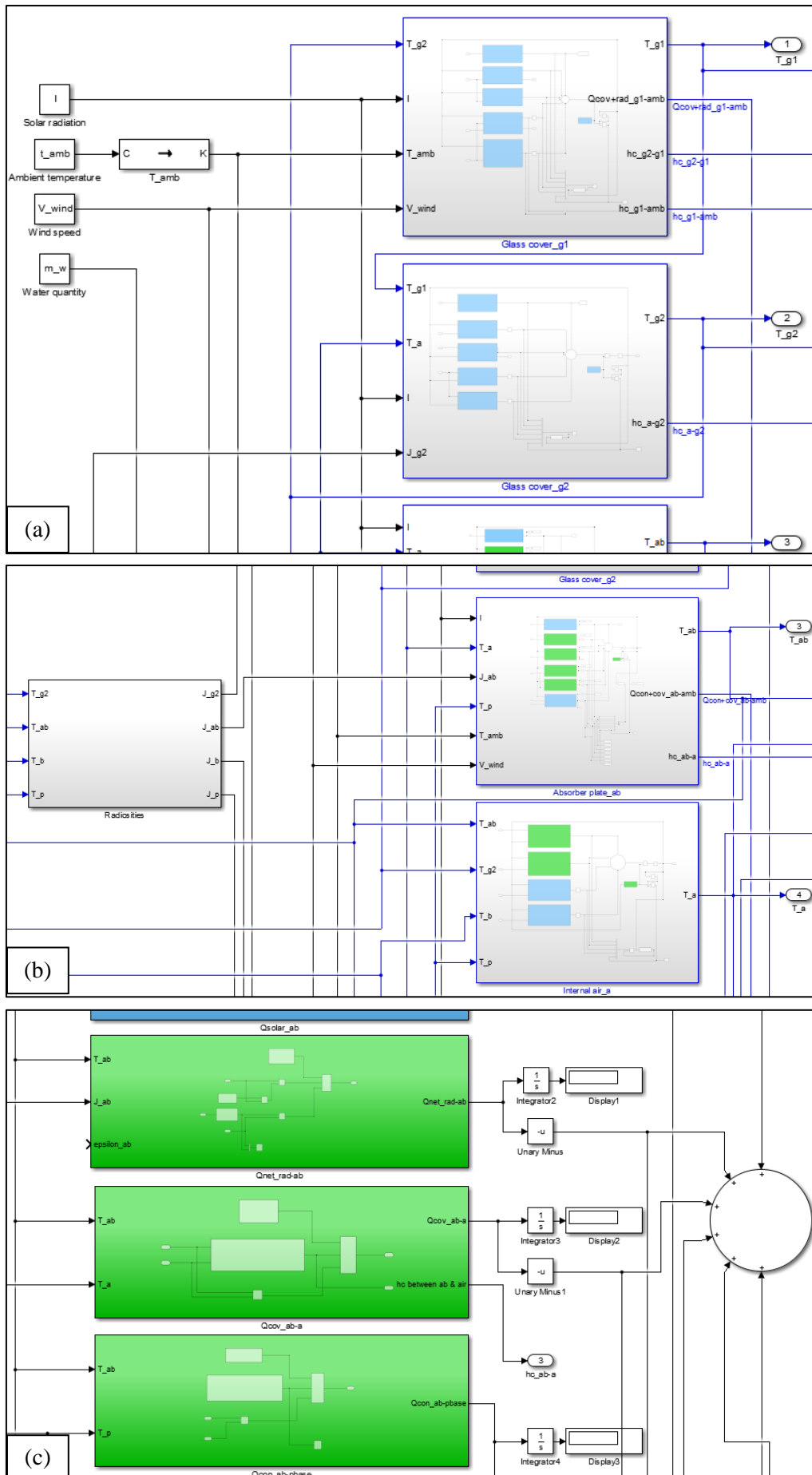
طريقة الطهي				
الشي	الخبز	القلي	الغلي	
الهواء أو السطح الساخن	الهواء أو السطح الساخن	الزيت	الماء	الوسط الناقل للحرارة
125-250	125-250	180	100-120	درجة حرارة الطهي [°C]
فرن يعمل بالغاز أو الكهرباء	فرن يعمل بالغاز أو الكهرباء	مقلاة	وعاء طهي أو وعاء ضغط	أداة الطهي التقليدية

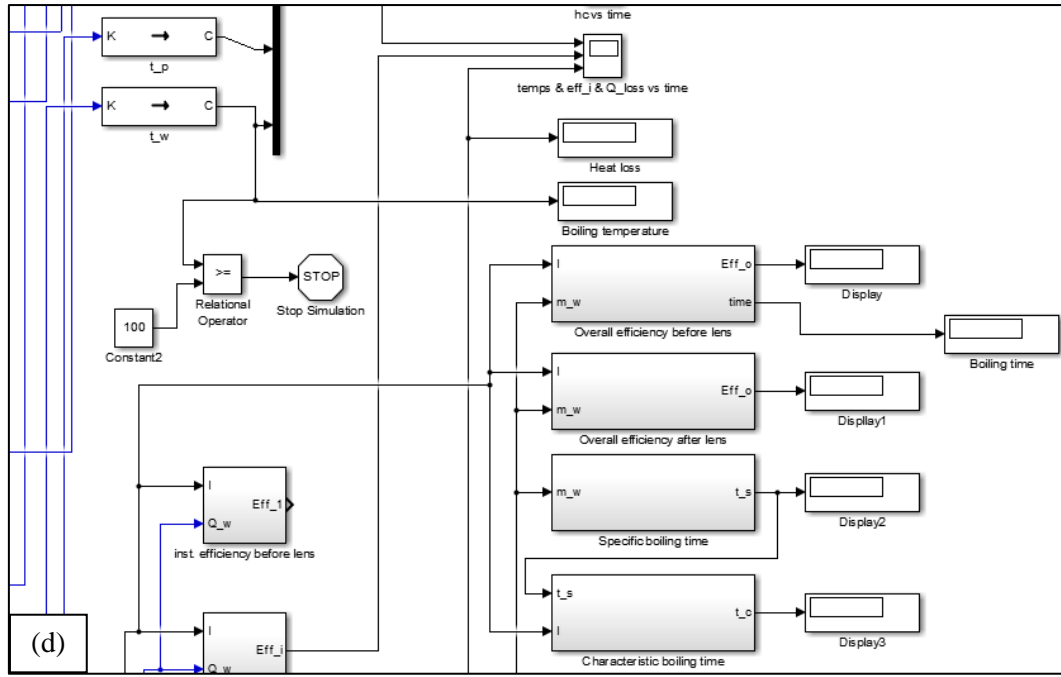
من أجل مقارنة الأداء بين الطباخات الشمسية المختلفة لا بد من إجراء تجارب (أو عمليات محاكاة) غلي الماء وتسخين الزيت. الهدف من تجارب تسخين الزيت، والذي يمتلك معامل انتقال حرارة بالحمل أصغر مما في حالة الماء، هو اختبار أداء الطباخ وتحديد أقصى درجة حرارة يصل إليها الزيت عندما يتم تسخينه في الطباخ. يتم الوصول إلى درجة حرارة التوازن عندما تتوازن الضياعات الحرارية من الطباخ مع طاقة الدخل الصافية ويصبح معدل الحرارة المضافة للزيت مساوياً للصفر. [65]

2.3. محاكاة السلوك الحراري للفرن الشمسي المقترح Simulating the thermal behavior of the proposed solar oven

يبين الشكل رقم (1.3) لقطات من برنامج Matlab, Simulink للنموذج الرياضي لنظام الفرن الشمسي المدروس. يمثل كل صندوق من الصناديق المحددة بخط أزرق مكوناً من مكونات الفرن (1.3.a,b)، ويضم كل منها مجموعة من الصناديق التي يمثل كل منها عملية من عمليات التفاعل الحراري لهذا المكون مع غيره من المكونات (1.3.c). يظهر في الصورة (1.3,a) أربعة مربعات محددة بخط أسود تمثل مدخلات البرنامج من بارامترات الطقس وشدة الإشعاع الشمسي وسرعة الرياح ودرجة حرارة الوسط المحيط، وكمية الحمل، ويظهر في الصورة (1.3,d) بعض من مخرجات عملية المحاكاة، كزمن العملية وبارامترات الأداء من كفاءة إجمالية وزمن نوعي ومميز لغلان الماء وغيرها.

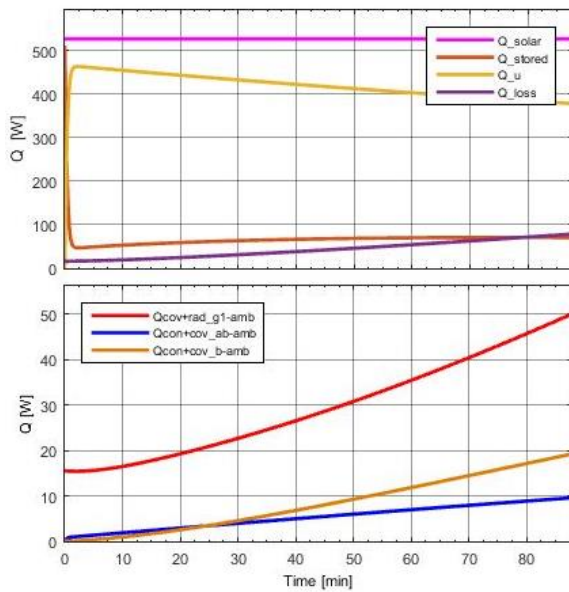
تم محاكاة السلوك الحراري لنظام الفرن الشمسي المقترح في ظل ظروف مناخية وبارامترات تشغيلية محددة، تم تحديد هذه الظروف والبارامترات وفقاً لما أوصت به اللجنة المسؤولة عن تنقيح "الإجراء القياسي العالمي لاختبار الطباخات الشمسية وتقرير الأداء"، وهي: سرعة الرياح $V_{wind} = 0.5 \text{ [m/s]}$ ، درجة حرارة الوسط المحيط $t_{amb} = 25 \text{ [°C]}$ ، شدة الإشعاع الشمسي $I = 700 \text{ [W/m}^2\text{]}$ ، الحمل $m_w/m_{vo} = 7 \text{ [kg]}$ ، مدة التجربة الحاسوبية 4 [h].



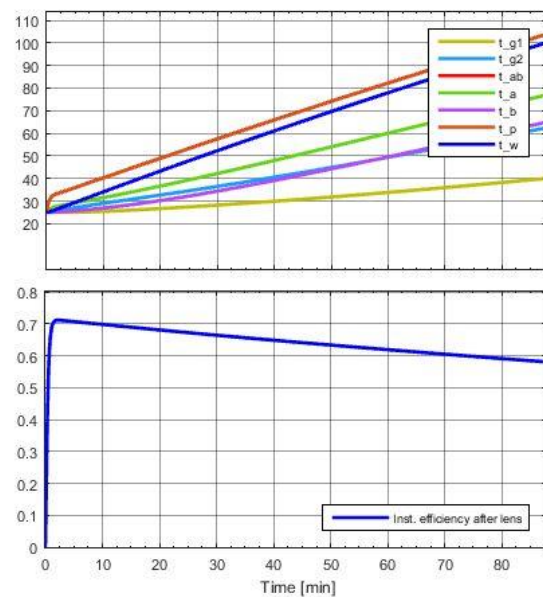


الشكل رقم (1.3) لقطات من برنامج Matlab, Simulink للنموذج الرياضي لنظام الفرن الشمسي.

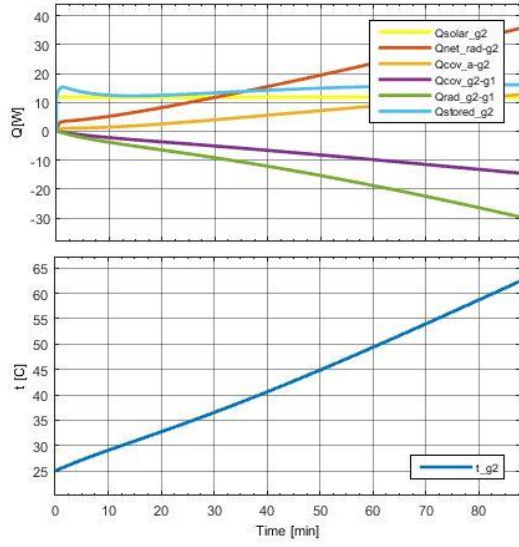
تم إجراء مجموعتين من عمليات المحاكاة، أولها للفرن مع وجود حمل من الماء والثانية مع وجود حمل من زيت نباتي هو زيت دوار الشمس. في المجموعة الأولى تستمر عملية المحاكاة حتى وصول الماء إلى درجة حرارة الغليان أو لمدة أربع ساعات فتنتهي بحصول أولهما. يعطي البرنامج في نهاية العملية مخططات تعبر عن السلوك الحراري للفرن، تتمثل هذه المخططات بـ: منحنيات تغير درجات حرارة مكونات الفرن ومنحني تغير الكفاءة اللحظية مع الزمن (a) ومنحنيات التوازن الحراري العام للفرن ومنحنيات مركبات الضياع الحراري إلى الوسط المحيط (b) ومنحنيات التفاعل الحراري لكل مكون من مكونات الفرن ضمن بيئة عمله (c-h)، كما هو مبين في الشكل رقم (2.3).



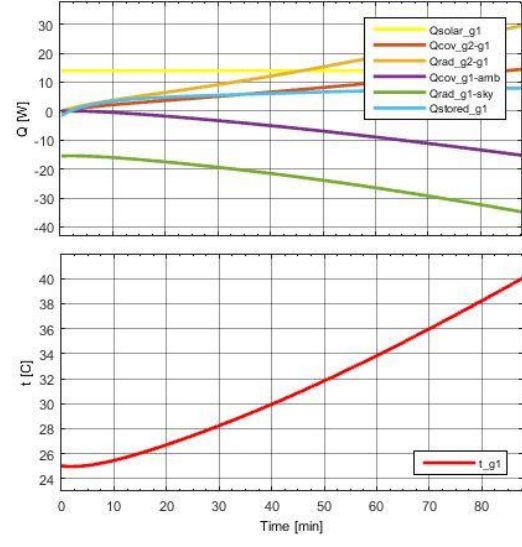
(b)



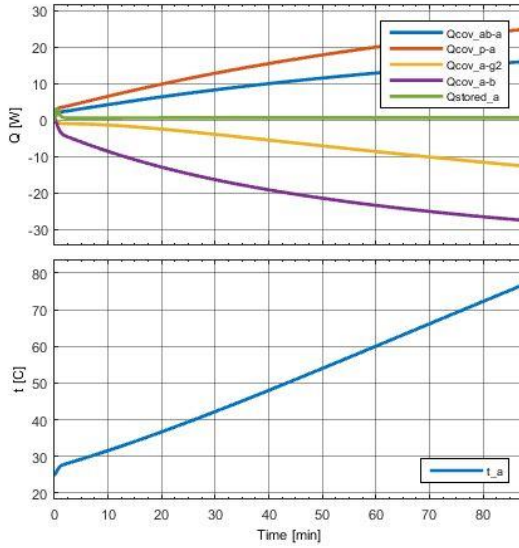
(a)



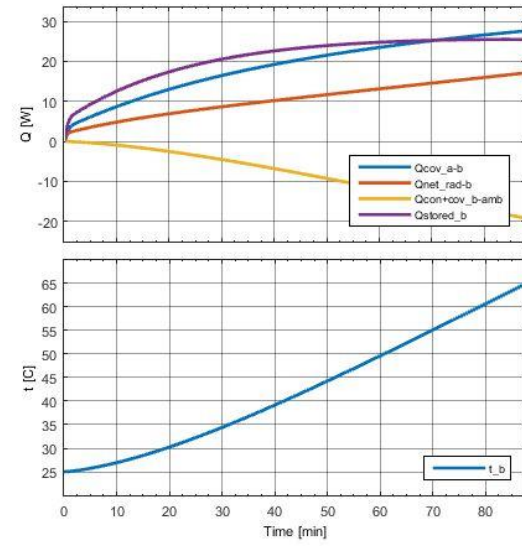
(d)



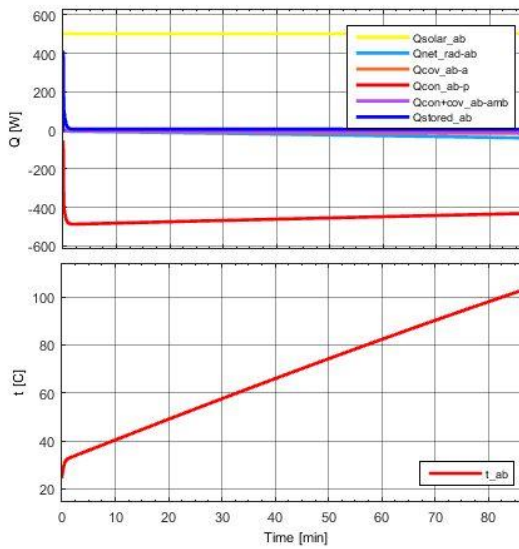
(c)



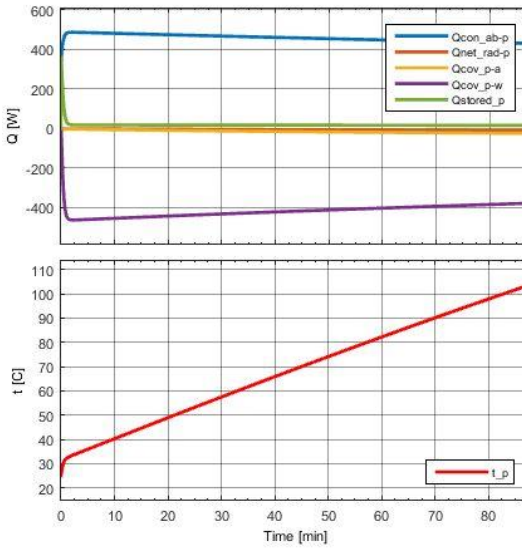
(f)



(e)



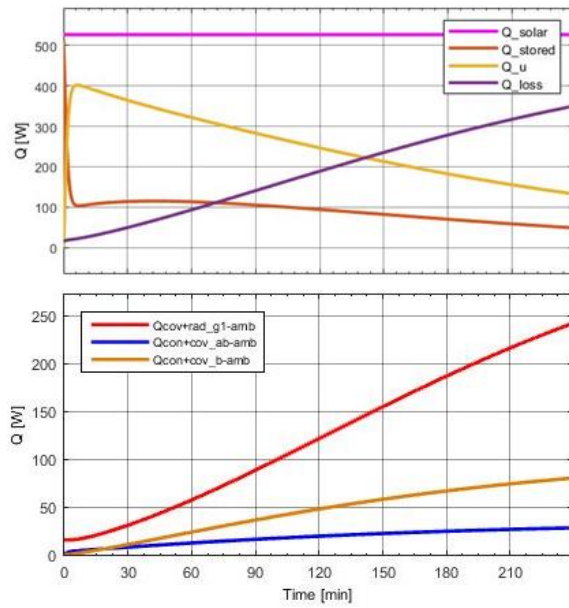
(h)



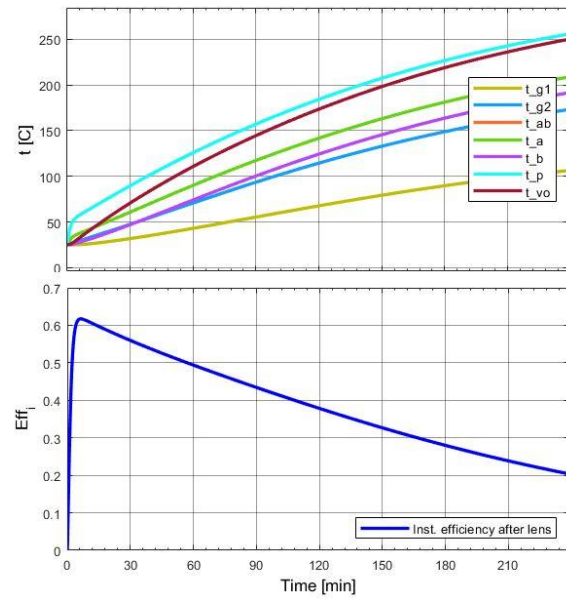
(g)

الشكل رقم (2.3): مخططات السلوك الحراري للفرن الشمسي ومكوناته في حالة غلي الماء.

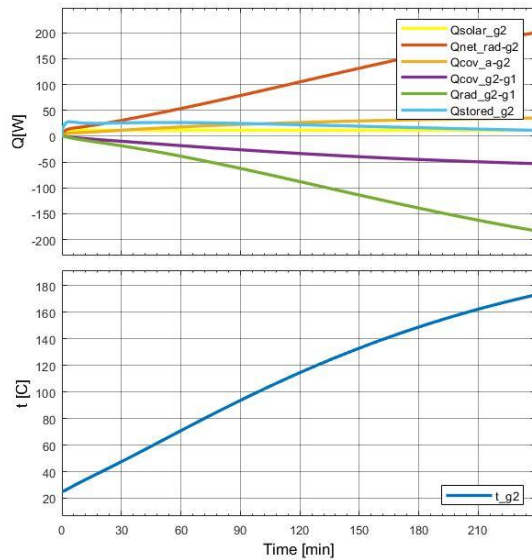
في المجموعة الثانية تستمر عملية المحاكاة حتى وصول زيت دوار الشمس إلى درجة الحرارة 250°C ، وهي درجة الحرارة الأعظمية لمجال درجات الحرارة الذي قام الباحث Hoffmann ورفاقه بإيجاد علاقات الخصائص الفيزيائية للزيوت النباتية التي درسها كتابع لدرجة الحرارة ضمنه [61]، أو لمدة أربع ساعات فنتتهي بحصول أولهما. يبين الشكل رقم (3.3) مخططات السلوك الحراري للفرن الشمسي في هذه الحالة والتي تشمل أيضاً منحنيات تغير درجات حرارة مكونات الفرن ومنحني تغير الكفاءة اللحظية مع الزمن (a)، منحنيات التوازن الحراري العام للفرن ومنحنيات مركبات الضياع الحراري إلى الوسط المحيط (b)، منحنيات التفاعل الحراري لكل مكون من مكونات الفرن ضمن بيئة عمله (c-h).



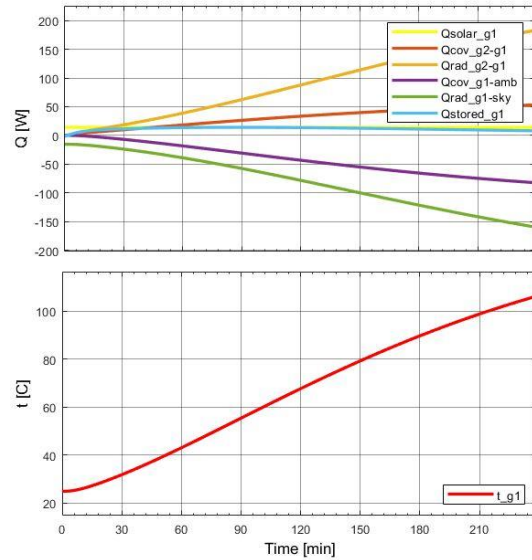
(b)



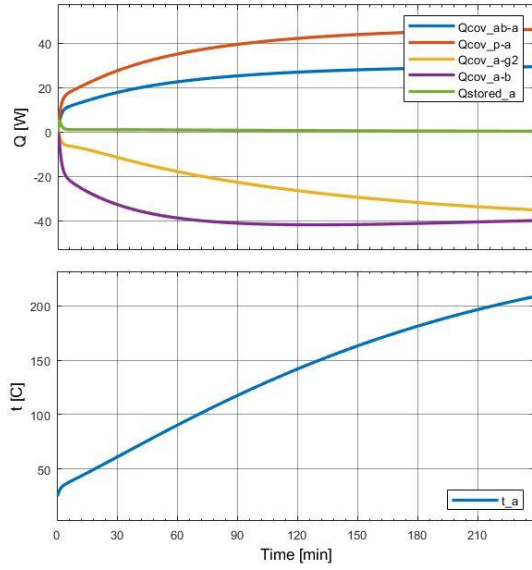
(a)



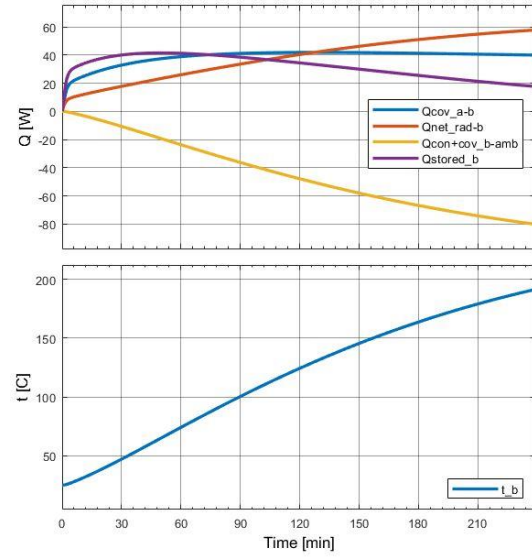
(d)



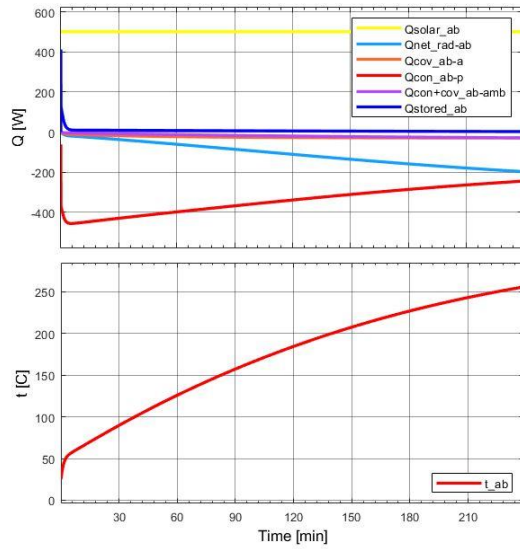
(c)



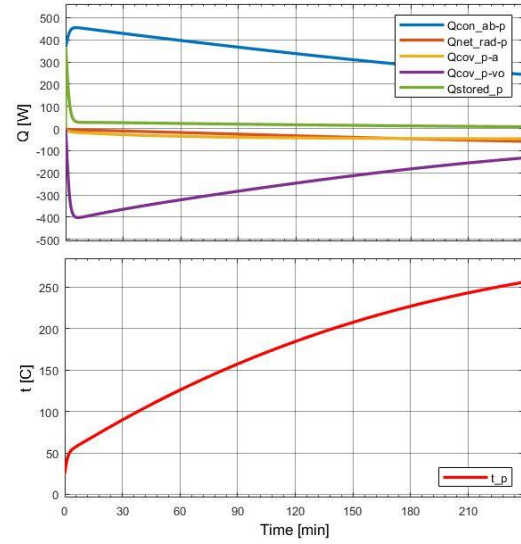
(f)



(e)



(h)



(g)

الشكل رقم (3.3): مخططات السلوك الحراري للفرن الشمسي ومكوناته في حالة تسخين الزيت.

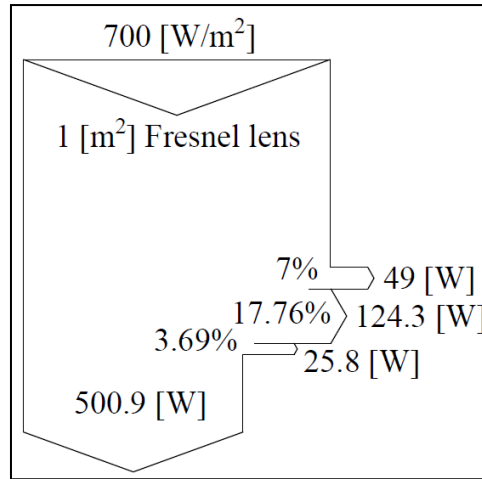
نلاحظ من مخططي تغير درجات حرارة مكونات الفرن في كل من حالتي غلي الماء، الشكل رقم (2.3.a)، وتسخين زيت دوار الشمس، الشكل رقم (3.3.a)، نفس الترتيب للمنحنيات من حيث السوية الحرارية، حيث تكون درجة حرارة الغطاء الزجاجي الخارجي t_{g1} هي الأدنى يليها بسوية أعلى درجة حرارة الغطاء الزجاجي الداخلي t_{g2} فالجدران الداخلية t_b فالهواء الداخلي t_a فالحمل $t_{w/vo}$ فوعاء الطهي t_p فالصفحة الماصة t_{ab} ، مع الإشارة إلى تقارب منحنبي الغطاء الزجاجي الداخلي والجدران الداخلية في حالة غلي الماء. كما تشير إلى أن معدل ارتفاع درجات حرارة مكونات الفرن في حالة تسخين الزيت أكبر مقارنةً بحالة غلي الماء، حيث نلاحظ على سبيل المثال أن درجة حرارة الصفحة الماصة تصل في الدقيقة 90 إلى $100 [^{\circ}\text{C}]$ وتتجاوزها بقليل عندما يكون الحمل هو الماء بينما تصل إلى حوالي $150 [^{\circ}\text{C}]$ عندما يكون الحمل هو الزيت، وذلك بالرغم من أن المكونات

هي ذاتها والاختلاف هو في نوع الحمل فقط. يمكن تفسير ذلك بالسعة الحرارية الكبيرة للماء مقارنةً بزيوت دوار الشمس الأمر الذي يؤدي إلى استغراق زمن أطول في ارتفاع درجة الحرارة. تشير أيضاً إلى وجود تقارب شديد بين منحنىي تغير درجة حرارة كل من الصفيحة الماصة ووعاء الطهي مما يدل على انتقال الحرارة الجيد بينهما. نلاحظ من نفس المخططين أيضاً أن القيمة الأعظمية للكفاءة اللحظية تكون أكبر في حالة الماء مقارنةً بحالة الزيت، إضافةً إلى أن معدل انحدار منحنى الكفاءة اللحظية مع الزمن في حالة الماء يكون أقل منه في حالة الزيت. يمكن أن يعزى ذلك إلى أن درجة حرارة عمل الفرن في حالة تسخين الزيت أكبر منها في حالة غلي الماء وبالتالي تكون الضياعات الحرارية أكبر نحو الوسط المحيط. يبين الجدول رقم (2.3) درجات الحرارة العظمى والوسطية لكل مكون من مكونات الفرن في كلتا حالتى التشغيل.

الجدول رقم (2.3): درجات الحرارة العظمى والوسطية لكل مكون من مكونات الفرن في حالتى الماء والزيت.

تسخين الزيت		غلي الماء		درجة الحرارة [°C]
mean	max	mean	max	
66.226	106.346	31.189	40.03	t_{g1}
108.576	173.107	42.825	62.372	t_{g2}
133.742	208.68	50.795	76.933	t_a
117.532	191.447	42.23	64.879	t_b
173.223	255.772	68.628	103.745	t_{ab}
173.166	255.732	68.553	103.674	t_p
161.254	250	63.709	100	$t_{w/vo}$

فيما يتعلق بتدفق الطاقة الشمسية عبر نظام الفرن الشمسي، فإن النظام يستقبل $700 \text{ [W/m}^2\text{]}$ من الطاقة الشمسية عند العدسة التي تملك مساحة سطح $1 \text{ [m}^2\text{]}$ ، أي 700 [W] ، يضيع منها 49 [W] في العدسة بسبب نفاذيتها التي تبلغ 0.93 أي ما نسبته 7% ، ويضيع كذلك 124.3 [W] في الغطاءين الزجاجيين بسبب نفاذية وامتصاصية وانعكاسية كل منهما، نسبة هذا الضياع تساوي 17.76% ، كما يضيع 25.8 [W] بسبب امتصاصية الصفيحة التي تساوي 0.95 ، أي ما يعادل 3.69% . إن مجموع ما يمتصه الفرن من الطاقة الشمسية في كل من الغطاءين الزجاجيين والصفيحة الماصة يساوي 526.7 [W] ، حصة الصفيحة الماصة من هذه الطاقة الممتصة تساوي 500.95 [W] ، ويكون مجموع الضياعات الضوئية 199.05 [W] أي بنسبة إجمالية 28.4% من معدل الطاقة الشمسية الواردة، كما هو مبين في الشكل رقم (4.3).

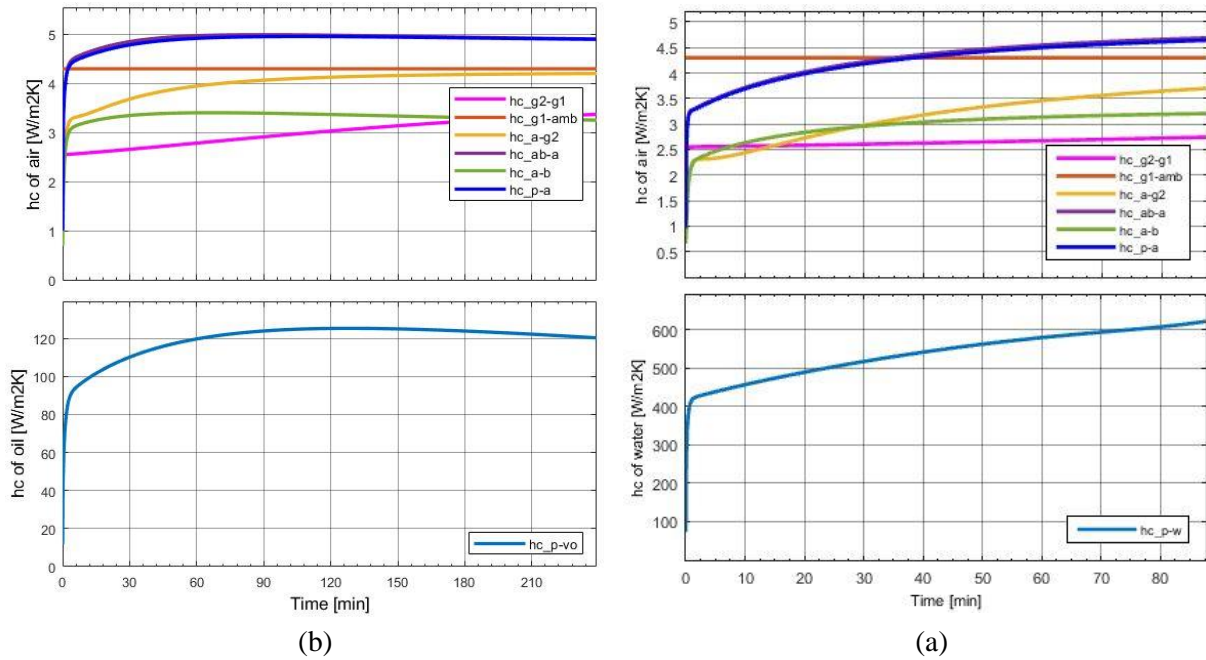


الشكل رقم (4.3): مخطط تدفق الطاقة الشمسية عبر نظام الفرن.

كما هو مبين في مخطط التوازن الحراري العام للفرن في الشكلين رقم (2.3-b) لحالة غلي الماء و (3.3-b) لحالة تسخين الزيت، في بداية عملية المحاكاة تتحول الطاقة الشمسية التي تمتصها مكونات الفرن المعرضة لها وذات العطالة الحرارية المنخفضة Q_{solar} إلى طاقة حرارية مختزنة فيها Q_{stored} ، ومن ثم يحدث ارتفاع شديد في معدل الطاقة المفيدة Q_u ، الطاقة الحرارية التي يكسبها الحمل، على حساب هبوط شديد في معدل الطاقة المختزنة. مع استمرار عملية المحاكاة تبدأ الضياعات الحرارية Q_{loss} بالازدياد على حساب انخفاض معدل الطاقة المفيدة، وقد يصل الفرن إلى نقطة يصبح فيها معدل الضياع الحراري أكبر من معدل الطاقة المفيدة، كما هو الحال في حالة تسخين الزيت، حيث تصل قيمة الضياعات الإجمالية في نهاية عملية المحاكاة إلى 350 [W] مقابل 132.5 [W] للطاقة المفيدة. بينما في حالة غلي الماء تصل قيمة الضياعات الإجمالية إلى 78.72 [W] مقابل 378.1 [W] للطاقة المفيدة.

عند النظر في مركبات الضياع الحراري إلى الوسط المحيط، المبينة في الشكلين رقم (2.3-b) و (3.3-b)، نجد أن معظم الضياع الحراري من الفرن يحدث عبر الغطاء الزجاجي الخارجي بالحمل والإشعاع وذلك في كلتا حالتَي التشغيل مع اختلاف قيمة هذه المركبة في كل حالة، حيث تصل أقصى قيمة لها في حالة غلي الماء إلى 49.97 [W] وفي حالة تسخين الزيت إلى 241.86 [W]. يليها مركبة الضياع الحراري بالتوصيل والحمل من الجدران الداخلية عبر العزل الحراري بقيمة أعظمية تعادل في حالة غلي الماء 19.18 [W] وفي حالة تسخين الزيت 80.07 [W]. تكون مركبة الضياع الحراري من الصفيحة الماصة إلى الوسط المحيط عبر العزل الحراري بالتوصيل والحمل هي المركبة الصغرى بقيمة أعظمية تعادل في حالة غلي الماء 9.56 [W] وفي حالة تسخين الزيت 28.02 [W]، بالرغم من أن درجة حرارة الصفيحة أعلى بكثير من درجة حرارة الجدران الداخلية للفرن. يمكن تبرير ذلك بأن مساحة سطح الجدران أكبر بحوالي أربعة أضعاف من مساحة سطح الصفيحة الماصة.

ننتقل إلى تحليل التفاعل الحراري لكل مكون من مكونات الفرن مع بيئة عمله في كلتا حالتَي التشغيل والذي يتضمن كسبه للطاقة الحرارية وفقدته لقسم منها، فقد يكون بالطرق الثلاثة معاً (التوصيل والحمل والإشعاع) أو بطريقتين أو بطريقة واحدة فقط، وتخزينه للقسم الآخر. قبل البدء بهذا التحليل يمكن تسليط بعض الضوء على مركبة التبادل الحراري بالحمل الحر من خلال تقديم الشكل رقم (5.3) والذي يبين منحنيات تغير معاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر بين أسطح مكونات الفرن والهواء الداخلي وبين وعاء الطهي والحمل بداخله في حالتَي غلي الماء (a) وتسخين الزيت (b). كما يبين الجدول رقم (3.3) القيم الوسطية والعظمى لهذه المعاملات.



الشكل رقم (5.3): منحنيات معاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر في حالة (a) غلي الماء وحالة (b) تسخين الزيت.

الجدول رقم (3.3): معاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر مع الهواء الداخلي والحمل داخل الوعاء في حالتَي الماء والزيت.

تسخين الزيت		غلي الماء		معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر [W/m ² K]
max	mean	max	mean	
3.372	3	2.744	2.64	$h_{c,g2-g1}$
4.3	4.3	4.3	4.3	$h_{c,g1-amb}$
4.203	4	3.7	3.127	$h_{c,a-g2}$
4.99	4.9	4.69	4.278	$h_{c,ab-a}$
3.4	3.3	3.206	2.969	$h_{c,a-b}$
4.957	4.88	4.644	4.236	$h_{c,p-a}$
125.29	119.4	621.974	538.512	$h_{c,p-w/vo}$

نلاحظ من الجدول أن قيم معاملات انتقال الحرارة مع الهواء الداخلي في حالة غلي الماء أدنى منها مما في حالة تسخين الزيت وذلك لأن السوية الحرارية لعمل الفرن في الحالة الثانية تكون أعلى مقارنةً بالحالة الأولى، لكن نجد بالمقابل أن قيمة معامل انتقال الحرارة بالحمل الحر من الوعاء إلى الماء أعلى من قيمته إلى الزيت.

نبدأ بتحليل التفاعل الحراري للغطاء الزجاجي الخارجي $g1$ ، إن هذا المكون يمتص ما معدله $13.96 [W]$ من الطاقة الشمسية Q_{solar_g1} ، كما يكسب طاقة حرارية من الغطاء الزجاجي الداخلي بالحمل الحر Q_{cov_g2-g1} وبالإشعاع Q_{rad_g2-g1} ، ويزداد معدل الكسب هذا مع ارتفاع درجة الحرارة، ويكون معدل الكسب بالإشعاع أكبر منه بالحمل الحر. من ناحية أخرى، يفقد هذا المكون طاقته الحرارية نحو الوسط المحيط بالحمل Q_{cov_g1-amb} بسبب حركة الهواء الخارجي وبالإشعاع Q_{rad_g1-sky} ، ويكون معدل الفقد بالإشعاع أكبر منه بالحمل، ويزداد معدل الفقد الحراري مع ارتفاع درجة الحرارة، كما هو مبين في الشكلين رقم (2.3-c) و (3.3-c).

بالنسبة للغطاء الزجاجي الداخلي $g2$ ، يمتص هذا المكون $11.79 [W]$ من الطاقة الشمسية Q_{solar_g2} ، كما يكسب حصة كبيرة من طاقته الحرارية بالإشعاع من الأسطح الداخلية للفرن $Q_{net_rad_g2}$ وحصة صغيرة بالحمل الحر من الهواء الداخلي Q_{cov_a-g2} . من ناحية أخرى، يفقد هذا المكون طاقته الحرارية نحو الغطاء الزجاجي الخارجي بالحمل الحر Q_{cov_g2-g1} وبالإشعاع Q_{rad_g2-g1} ويكون معدل الفقد بالإشعاع أكبر منه بالحمل، كما ذكر أعلاه، كما هو مبين في الشكلين رقم (2.3-d) و (3.3-d).

بالانتقال إلى المكون الثالث ألا وهو الجدران الداخلية b ، يكسب هذا المكون طاقته الحرارية من الهواء الداخلي بالحمل الحر Q_{cov_a-b} ومن الأسطح الداخلية للفرن بالإشعاع $Q_{net_rad_b}$ ، في حالة غلي الماء يكون معدل الكسب من الهواء أعلى من معدل الكسب بالإشعاع، بينما في حالة تسخين الزيت تكون هذه هي الحالة في البداية، وبعد مرور حوالي $100 [min]$ يتجاوز معدل الكسب بالإشعاع معدل الكسب بالحمل ويصبح هو الأكبر، يعود ذلك إلى الارتفاع الكبير في درجة حرارة الأسطح الداخلية في الفرن وخصوصاً الصفیحة الماصة ووعاء الطهي. تفقد الأسطح الداخلية للفرن طاقتها الحرارية بالتوصيل والحمل عبر العزل الحراري إلى الوسط المحيط $Q_{con+cov_b-amb}$ ، كما هو مبين في الشكلين رقم (2.3-e) و (3.3-e).

فيما يتعلق بمكون الهواء الداخلي a ، نلاحظ في كلا حالتی التشغيل وكما هو مبين في الشكلين رقم (2.3-f) و (3.3-f)، أنه يكسب القسم الأكبر من طاقته الحرارية من وعاء الطهي Q_{cov_p-a} يليه الكسب الحراري من الصفیحة الماصة Q_{cov_ab-a} بالرغم من التقارب الكبير بين درجتی حرارتيهما كما أن قيمة معامل الحمل من الصفیحة إلى الهواء الداخلي أكبر من قيمة المعامل من الوعاء إلى الهواء الداخلي، ويعود ذلك إلى أن مساحة سطح التبادل الحراري مع الهواء في حالة الوعاء أكبر منها في حالة الصفیحة الماصة. يفقد الهواء الداخلي معظم طاقته الحرارية نحو الجدران الداخلية Q_{cov_a-b} ويليها الغطاء الزجاجي الداخلي Q_{cov_a-g2} ، بالرغم من أن فرق درجات الحرارة بين الهواء الداخلي والغطاء الزجاجي الداخلي أكبر من الفرق بينه وبين الجدران الداخلية كما أن قيمة معامل انتقال الحرارة بالحمل من الهواء إلى الغطاء الزجاجي أكبر من قيمته من الهواء إلى الجدران الداخلية، ويعود ذلك أيضاً إلى مساحة سطح التبادل الحراري الكبيرة للجدران مقارنة بالغطاء الزجاجي.

إن المكون المسؤول عن امتصاص الطاقة الشمسية وتحويلها إلى طاقة حرارية ونقلها إلى الحمل عبر وعاء الطهي هو الصفيحة الماصة ab. يمكن أن نرى من الشكلين رقم (2.3-h) و (3.3-h) أن معدل الطاقة الشمسية التي تمتصها الصفيحة Q_{solar_ab} يبلغ $500.95 [W]$ ، أي 71.6% من معدل الطاقة الشمسية الواردة إلى عدسة فريسنل. تتحول الطاقة الممتصة في بداية عملية المحاكاة إلى طاقة داخلية مختزنة في الصفيحة Q_{stored_ab} ذات العطالة الحرارية المنخفضة، وبعد برهة قصيرة يحدث انخفاض شديد في الطاقة المختزنة مقابل ارتفاع شديد في الطاقة المنتقلة بالتوصيل إلى وعاء الطهي Q_{con_ab-p} ، تنخفض بعدها مقابل ازدياد معدلات تبادل الطاقة الأخرى، والتي هي معدل التبادل الحراري بالإشعاع مع الأسطح الداخلية للفرن $Q_{net-rad_ab}$ ومعدل انتقال الحرارة بالحمل الحر من الصفيحة إلى الهواء الداخلي Q_{cov_ab-a} ومعدل الضياع الحراري نحو الوسط المحيط $Q_{con+cov_ab-amb}$. تشير إلى أنه في حالة غلي الماء تكون حصة مركبة التوصيل الحراري إلى وعاء الطهي هي الأكبر من بين مركبات انتقال الحرارة الأخرى، ويكون ميلان المنحني الخاص بها والمعبر عن انخفاض قيمة هذا المعدل مع الزمن بسيطاً وذلك لأن معدل ازدياد بقية المركبات مع الزمن يكون بسيطاً أيضاً. بينما في حالة تسخين الزيت، تكون حصة التوصيل هي الحصة الأكبر أيضاً لكن ميلان المنحني يكون كبيراً لأن معدل ازدياد المركبات الأخرى يكون كبيراً أيضاً وبخاصة مركبة التبادل الحراري بالإشعاع مع الأسطح الداخلية للفرن، حيث يقترب منحني هذه المركبة من منحني مركبة التوصيل في نهاية عملية المحاكاة.

عند تناول وعاء الطهي p، وهو المكون الذي يحوي بداخله الحمل (الماء أو الزيت) ويكون على تماس مباشر معه، وهو الوسيط المسؤول عن نقل الطاقة الحرارية من الصفيحة الماصة إلى الحمل. كما هو مبين في الشكلين رقم (2.3-g) و (3.3-g) يستقبل الوعاء طاقته الحرارية من الصفيحة الماصة فقط وذلك بالتوصيل الحراري عبر قاعدته Q_{con_ab-p} . في البداية تتحول هذه الطاقة إلى طاقة حرارية مختزنة في الوعاء Q_{stored_p} . يحدث انخفاض شديد في الطاقة المختزنة مقابل ارتفاع شديد في الطاقة المنتقلة بالحمل الحر إلى الماء أو الزيت $Q_{cov_p-w/vo}$ داخل الوعاء، تنخفض بعدها هذه المركبة مقابل ازدياد معدلات تبادل الطاقة الأخرى، وهي معدل التبادل الحراري بالإشعاع مع الأسطح الداخلية للفرن $Q_{net-rad_p}$ ومعدل انتقال الحرارة بالحمل الحر من أسطح الوعاء إلى الهواء الداخلي Q_{cov_p-a} . نلاحظ من الشكلين أن منحني معدل انتقال الحرارة بالحمل الحر نحو الحمل يناظر منحني معدل انتقال الحرارة بالتوصيل إلى الوعاء، حيث في حالة غلي الماء يكون انخفاض معدل التوصيل الحراري المتمثل بانحدار في المنحني مع التقدم بالزمن بسيطاً ويقابله انحدار بسيط في منحني الحمل الحراري نحو الماء، وكذلك الأمر في حالة تسخين الزيت مع الإشارة إلى أن شدة الانحدار تكون أكبر، وهذا يدل على الانتقال الجيد للحرارة بين الوعاء والحمل. ننوه إلى أن معدلات انتقال الحرارة الأخرى (Q_{netrad_p} , Q_{cov_p-a}) تكون أكبر في حالة تسخين الزيت لأن السوية الحرارية للعمل تكون أعلى، مع ملاحظة قرب منحني هاتين المركبتين من بعضهما في كلا الحالتين.

3.3. تقييم الأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح Thermal performance evaluation of the proposed solar oven

سيتم تقييم الأداء الحراري لنظام الفرن الشمسي من خلال مجموعة بارامترات يطلق عليها اسم بارامترات الأداء الحراري وهي في حالة غلي الماء؛ كفاءة نظام الفرن (مع اعتبار كفاءة العدسة)، كفاءة الفرن (دون اعتبار كفاءة العدسة)، زمن غليان الماء، الزمن النوعي لغليان الماء، والزمن المميز لغليان الماء، وفي حالة تسخين الزيت سيقصر في تقييم الأداء على كفاءة نظام الفرن وكفاءة الفرن وزمن وصول الزيت إلى درجة الحرارة $250\text{ }^{\circ}\text{C}$. بينت عملية المحاكاة أن الماء يصل إلى نقطة الغليان بعد زمن قدره 5262 [s] أي ما يعادل $\Delta t = 87.7\text{ [min]}$ ، وتكون قيمة الزمن النوعي لغليان الماء $t_s = 12.53\text{ [min.m}^2\text{/kg]}$ والزمن المميز $t_c = 9.745\text{ [min.m}^2\text{/kg]}$ وتبلغ الكفاءة الإجمالية لنظام الفرن $\eta_s = 60.09\%$ وللفرن $\eta_o = 64.61\%$. كما بينت المحاكاة أن زيت دوار الشمس يصل إلى درجة الحرارة القصوى والتي هي $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ خلال زمن قدره 14340 [s] أي ما يعادل $\Delta t = 239\text{ [min]}$ ، وتكون الكفاءة الإجمالية لنظام الفرن 41.42% وللفرن 44.53% . يبين الجدول رقم (4.3) خلاصة بارامترات الأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح.

الجدول رقم (4.3): بارامترات الأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح.

الحمل	$t_{\text{initial}}\text{ }^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{max}}\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta t\text{ [min]}$	$t_s\text{ [min.m}^2\text{/kg]}$	$t_c\text{ [min.m}^2\text{/kg]}$	$\eta_{\text{system}}\text{ [%]}$	$\eta_{\text{oven}}\text{ [%]}$
الماء	25	100	87.7	12.53	9.745	60.09	64.61
زيت دوار الشمس	25	250	239	-	-	41.42	44.53

بالانتقال إلى مقارنة قيم بارامترات الأداء التي تم الحصول عليها من عملية المحاكاة لنموذج الفرن المقترح مع تلك الموجودة في بعض المراجع والخاصة بطباخات شمسية مختلفة تملك عواكس مسطحة أو مركزات قطعية مكافئة أو غيرها من المجمعات الشمسية والمبينة في الجدول رقم (5.3) لحالة غلي الماء والجدول رقم (6.3) لحالة تسخين الزيت.

الجدول رقم (5.3): مقارنة بارامترات الأداء في حالة غلي الماء بين نموذج الفرن المقترح ومجموعة من نماذج طبخات أخرى.

النموذج	A [m ²]	I [W/m ²]	m _w [kg]	$\Delta t\text{ [min]}$	$t_s\text{ [min.m}^2\text{/kg]}$	$t_c\text{ [min.m}^2\text{/kg]}$	$\eta_o\text{ [%]}$	$\eta_s\text{ [%]}$
النموذج الحالي	1	700	7	87.7	12.53	9.745	64.61	60.09
Harmim et al. [41]	0.51	~950	3	99	16.83	17.765	-	33.19
El-Kassaby [34]	1.96	900	4	53	25.97	25.97	-	17.34
Khalifa et al. [40]	1.13	-	6	84	15.82	-	68.3	33.1
Habeebullah [51]	1.13	-	4	73.17	20	-	56.11	-
El-Sebaii [12]	1	792	1	24.5	24.5	21.56	-	31

يلاحظ لدى المقارنة مع نموذج Khalifa أن كفاءة الفرن لديه أعلى (دون أخذ كفاءة المجمع الشمسي بعين الاعتبار)، لكن كفاءة النظام في النموذج الحالي أعلى بكثير من كفاءة النظام لديه (مع أخذ كفاءة المجمع الشمسي بعين الاعتبار) وذلك بسبب الضياعات الضوئية الكبيرة للمجمع التركيزي المستخدم في نموذج الكفاءة الضوئية العالية لعدسة فريسنل المستخدمة في النموذج الحالي. كما نلاحظ أنه وبالرغم من أن زمن وصول الماء إلى نقطة الغليان في نماذج El-Kassaby و Khalifa و Habbebullah و El-Sibaii أقل من قيمة الزمن في النموذج الحالي إلا أن قيم كل من الزمن النوعي والمميز لغليان الماء فيه هي الأدنى، أي الأفضل، مقارنةً بالنماذج الأخرى. حيث يختلف زمن الغلي باختلاف كمية الحمل وشدة الإشعاع الشمسي ومساحة سطح المجمع الشمسي، لكن بنسب هذا الزمن إلى هذه البارامترات يتم الحصول على معيار موحد يمكن من إجراء مقارنة صحيحة بين النماذج.

كان ذلك فيما يخص عملية غلي الماء. من ناحية أخرى، وفيما يتعلق بعملية تسخين الزيت، والتي قام بها كل من Khalifa و Habbebullah، ذكر في بحث Khalifa ورفاقه [40] أن كمية مقدارها [kg] 6 من الزيت وصلت إلى درجة الحرارة [°C] 225 خلال [min] 180 وكانت كفاءة الفرن 44.9%، وفي بحث Habbebullah ورفاقه [51] وصلت درجة حرارة [kg] 4 من الزيت إلى [°C] 225 خلال [min] 180 وكانت كفاءة الفرن 30.1%.

في النموذج الحالي ولدى محاكاة تسخين [kg] 4 من الزيت في ظل الظروف الجوية المحددة في البحثين [40] و [51] وهي درجة حرارة الوسط المحيط [°C] 33 وشدة الإشعاع الشمسي [W/m²] 900-1000، وصلت درجة حرارة الزيت إلى [°C] 225 خلال زمن قدره [min] 83.67 بكفاءة إجمالية للنظام 44.22% وللفرن 47.55%، وفي حالة تسخين [kg] 6 من الزيت فإن هذه الكمية وصلت إلى نفس درجة الحرارة خلال [min] 113.2 وبكفاءة إجمالية للنظام 49.03% وللفرن 52.72%. وبالتالي نجد أن النموذج الحالي يتفوق على نموذج Habbebullah من حيث زمن التسخين وكفاءة الفرن، فقد بلغ فرق الزمن [min] 96.33 لصالح النموذج الحالي وكفاءة الفرن أعلى بمقدار 17.45%، كما يتفوق على نموذج Khalifa، حيث بلغ فرق الزمن [min] 66.8 لصالح النموذج الحالي وكفاءة الفرن أعلى بمقدار 7.82%.

الجدول رقم (6.3): مقارنة بارامترات الأداء في حالة تسخين الزيت بين نموذج الفرن المقترح ونموذجين سابقين.

النموذج	A [m ²]	I [W/m ²]	m _{vo} [kg]	t _{initial} [°C]	t _{max} [°C]	Δt [min]	η _o [%]	η _s [%]
النموذج الحالي	1	900	4	33	225	83.67	47.55	44.22
النموذج الحالي	1	900	6	33	225	113.2	52.72	49.03
Khalifa et al. [40]	1.13	900-1000	6	33	225	180	44.9	-
Habbebullah [51]	1.13	900-1000	4	33	225	180	30.1	-

4.3. التحقق من صحة النموذج الرياضي وموثوقية النتائج Verification and Validation of the mathematical model

بعد أن تم محاكاة السلوك الحراري لنظام الفرن الشمسي المقترح والتنبؤ بالاستجابة الحرارية له عموماً ولكل مكون من مكوناته خصوصاً وتقييم أدائه ومقارنته بأداء تصاميم سابقة لطباخات شمسية وإظهار تفوقه، لا بد من التحقق من صحة النموذج الرياضي له وذلك وفق ما يلي:

- بما أن النموذج الرياضي يعتمد على معادلات التوازن الحراري لكل مكون من مكونات الفرن، فإنه يمكن التحقق من صحة هذه المعادلات وصحة إدخالها إلى البرنامج من خلال التثبت من تحقق التوازن الحراري لكل مكون والتوازن الحراري العام للفرن.
- من خلال مقارنة القيم التي تم الحصول عليها لمعاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر إلى الهواء ضمن الحيز الداخلي للفرن مع القيم الواردة في بعض الدراسات المرجعية.
- من خلال تطبيق المعادلات التي تم استخدامها في نموذج الفرن المقترح على نموذج آخر معروف ومحدد ومدرّس تجريبياً ومقارنة النتائج النظرية لعملية المحاكاة بالنتائج التجريبية.

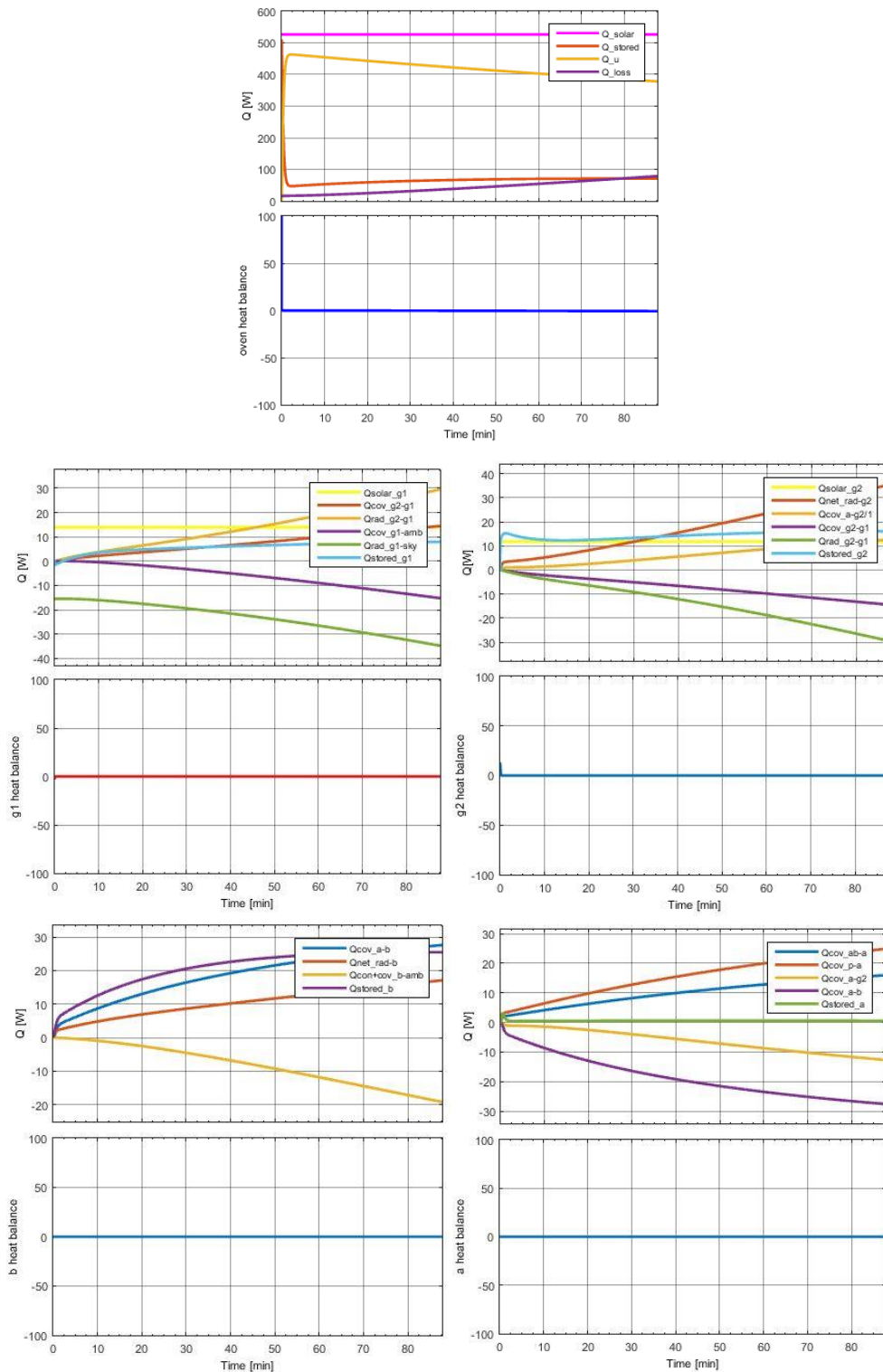
يبين الشكل رقم (6.3) منحنيات السلوك الحراري لكل عنصر من عناصر الفرن وللفرن بشكل عام مع منحنيات التوازن الحراري لكل منها وذلك في ظل الظروف الجوية والتشغيلية المحددة سابقاً. نلاحظ من الشكل أن منحنيات التوازن الحراري التي تمثل مجموع مركبات التبادل الطاقى لكل مكون وللفرن بشكل عام جميعها تسير مع المحور الأفقي عند القيمة $Q = 0$ وهذا يدل على أن التوازن الحراري محقق. يبقى هذا التوازن محققاً مع تغيير الظروف الجوية، حيث يبين الشكل رقم (7.3) منحنيات التوازن الحراري للفرن ككل ولمكوني الصفيحة الماصة ووعاء الطهي بعد تغيير قيمة كل من شدة الإشعاع الشمسي وسرعة الرياح لتصبح $I = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$ و $V_{\text{wind}} = 5 \text{ [m/s]}$. أي أن معادلات التوازن الحراري المكتوبة في البرنامج والتي تمثل النموذج الرياضي للفرن صحيحة.

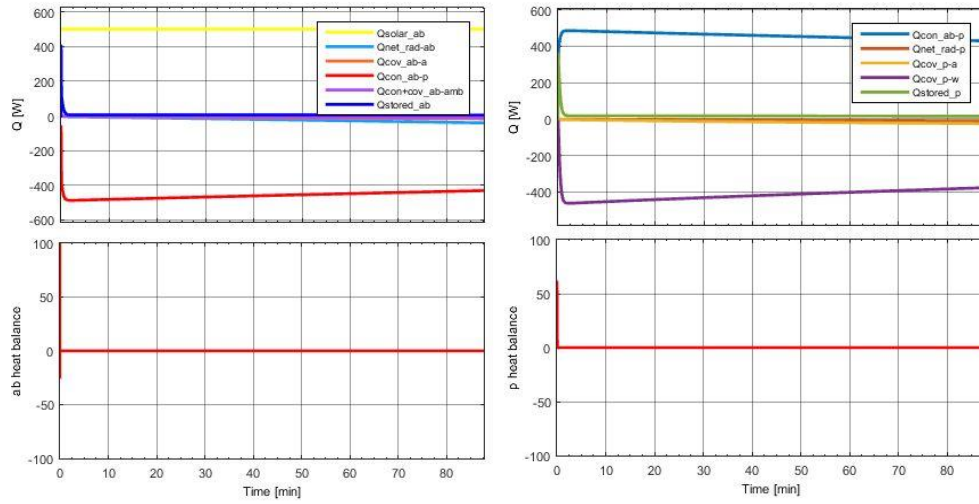
النقطة الثانية، وهي قيم معاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر من الأسطح الداخلية للفرن إلى الهواء الداخلي ومدى قربها من القيم الواردة في بعض الدراسات المرجعية والتي تم التحقق من صحة النماذج الرياضية فيها من خلال التجريب. حسب الجدول رقم (3.3) تتراوح قيم معاملات انتقال الحرارة مع الهواء الداخلي في نظام الفرن الشمسي المقترح ضمن المجال $3-5 \text{ [W/m}^2\text{K]}$.

بالانتقال إلى المقارنة مع الدراسات المرجعية، في الدراسة التي قدمها Thulasi Das ورفاقه [15,16] والتي قاموا فيها بتحديد قيم هذه المعاملات بالاعتماد على العلاقات التجريبية وبدلالة رقمي Nu و Ra فقد ترواحت قيمها ضمن المجال $2.5-4.65 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ ، وفي الدراسة التي قدمها Kumar S [17] ترواحت قيم معاملات انتقال الحرارة بالحمل الحر إلى الهواء الداخلي ضمن المجال $4.84-6.23 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ ، وقام الباحث بتحديد

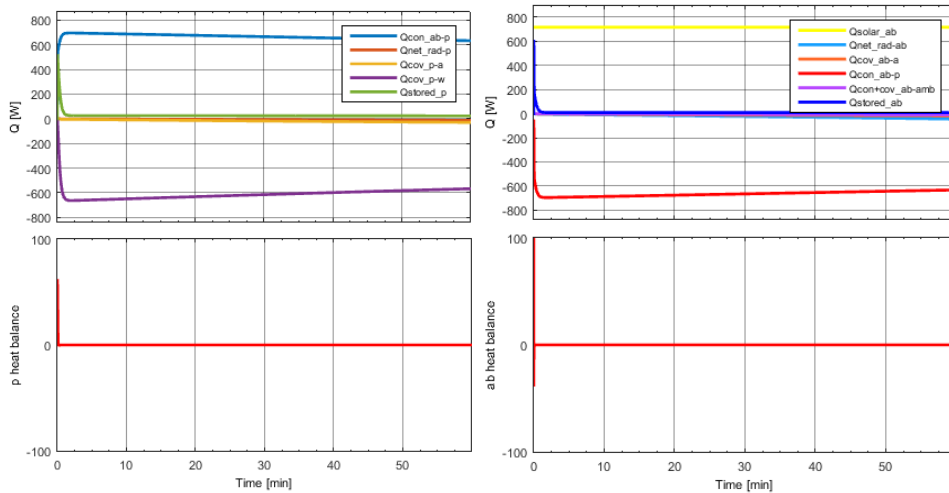
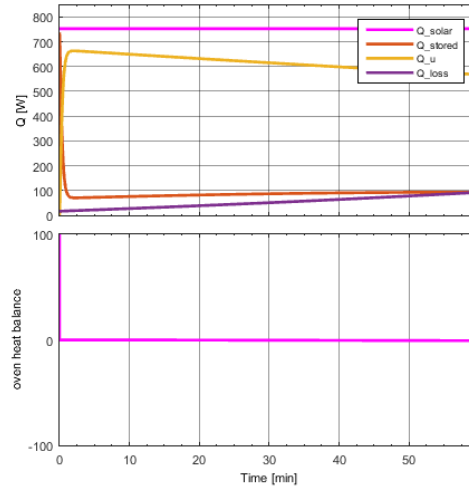
تجريبياً. نجد أن مجال القيم التي تم الحصول عليها من عملية المحاكاة تقع ضمن مجال القيم التي أوردتها الباحثة Thulasi Das ورفاقه وهي قريبة من مجال القيم التي قام بتحديدتها الباحث Kumar S، وهذا يدل على صحة العلاقات المستخدمة في حساب هذه المعاملات.

تم اختيار هاتين الدراستين في المقارنة لوضوحهما وتفصيل الطرق المتبعة في الحساب في كل منهما فضلاً عن اعتمادهما كدراسة مرجعية في معظم الدراسات التي تلتتهما ولا سيما الدراسة التي أجراها Thulasi Das ورفاقه.



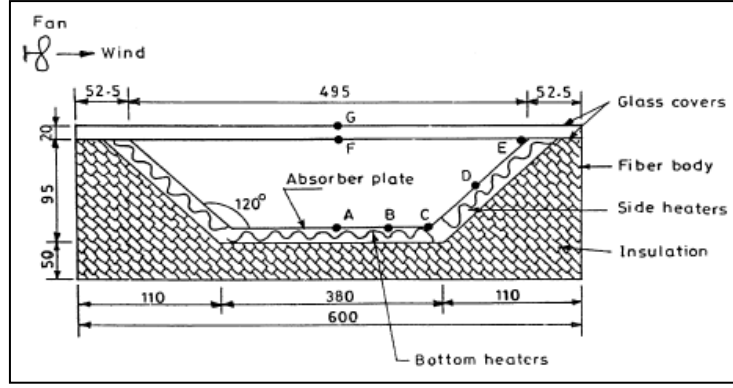


الشكل رقم (6.3): مخططات السلوك الحراري والتوازن الحراري لمكونات الفرن وللفرن ككل.



الشكل رقم (7.3): مخططات السلوك والتوازن الحراري للصفحة الماصة ولوعاء الطهي وللفرن بعد تغيير الظروف الجوية.

ننتقل إلى النقطة الثالثة، بالاستفادة من العمل التجريبي الذي قام به الباحث Kumar S [17] على طبخ شمسي صندوق صفيحه الماصة بشكل شبه منحرف، كما هو مبين في الشكل رقم (8.3)، حيث أجرى الباحث المذكور تجارب داخلية على هذا الطباخ والذي يملك الخصائص التالية:



الشكل رقم (8.3): طباح شمسي صندوقي صفيحته الماصة بشكل شبه منحرف، Kumar S, 2004.

الأبعاد الإجمالية للطباح: $600 \times 600 \times 165$ [mm].

مادة صنع الغلاف الخارجي للطباح: الألياف الزجاجية.

أبعاد حجرة الصفيحة الماصة: من الأعلى: 495×495 [mm]، من الأسفل: 380×380 [mm]، عمق

الحجرة: 95 [mm]، ثخانة الصفيحة الماصة: 0.55 [mm].

إصدارية الصفيحة الماصة: 0.9.

مادة صنع الصفيحة الماصة: الألمنيوم.

السعة الحرارية النوعية لمادة صنع الصفيحة الماصة: 895 [J/kgK].

وزن الصفيحة الماصة: 0.325 [kg].

ثخانة الغطاء الزجاجي: الداخلي 3 [mm]، الخارجي 2 [mm]، المسافة بين الغطاءين الزجاجيين: 15 [mm].

إصدارية الغطاء الزجاجي: 0.88.

نوع العزل الحراري: الصوف الزجاجي.

الإيصالية الحرارية لمادة العزل: 0.05 [W/mK].

ثخانة العزل الحراري من الأسفل: 50 [mm].

قام الباحث بتسخين الصفيحة الماصة بواسطة سخانات كهربائية مسطحة تم تثبيتها أسفل الحجرة على الأرضية والأسطح الجانبية المائلة بحيث يحاكي الحالة التي تكون فيها الشمس مباشرةً فوق الطباح. تم تسخين الصفيحة إلى درجات حرارة مختلفة من خلال تعديل الاستطاعة المقدمة للسخانات، مع تثبيت حساسات حرارية في مواقع مختلفة من الصفيحة وفي كل من مركزي الغطاءين الزجاجيين، وقياس درجة حرارة الوسط المحيط من خلال حساس منفصل، كما تم استخدام مروحة محورية لتوليد تيار هوائي يمر على الغطاء الزجاجي الخارجي ويسرعات مختلفة مع استخدام مقياس لسرعة الهواء.

تم وضع النموذج الرياضي لهذا التصميم باستخدام نفس المعادلات والعلاقات المستخدمة في النموذج الرياضي للفرن الشمسي المقترح وفي ظل الظروف التشغيلية التي أوردها الباحث وإجراء عملية المحاكاة. بعدها تم تقييم

المقدرة التنبؤية للنموذج الرياضي اعتماداً على تحليل الخطأ وذلك من خلال حساب الخطأ المطلق والخطأ النسبي في قيم درجات حرارة كل من الصفيحة الماصة والغطائين الزجاجيين الداخلي والخارجي باستخدام العلاقات التالية وذلك عند ثلاث قيم مختلفة لسرعة الرياح (1.1, 1.8, 2.6 [m/s]):

$$AE = |T_{exp,i} - T_{cal,i}| \quad [^{\circ}C] \quad (9.3)$$

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |T_{exp,i} - T_{cal,i}| \quad [^{\circ}C] \quad (10.3)$$

$$RE = \frac{|T_{exp,i} - T_{cal,i}|}{T_{exp,i}} \quad (11.3)$$

$$MRE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{|T_{exp,i} - T_{cal,i}|}{T_{exp,i}} \quad (12.3)$$

حيث:

AE هو الخطأ المطلق، MAE هو الخطأ المطلق الوسطي.

RE هو الخطأ النسبي، و MRE هو الخطأ النسبي الوسطي.

T_{exp} [$^{\circ}C$] هي درجة الحرارة المقاسة، و T_{cal} [$^{\circ}C$] هي درجة الحرارة المحسوبة.

n هو عدد التجارب.

تبين الجداول ذات الأرقام (7.3) و (8.3) و (9.3) نتائج التجارب وعمليات المحاكاة إضافة إلى المقارنة وتحليل الخطأ من أجل قيم مختلفة للاستطاعة الكهربائية وذلك عند القيم الثلاثة المذكورة لسرعة الرياح، ويبين الشكل رقم (9.3) منحنيات درجات الحرارة النظرية والتجريبية عند قيم مختلفة للاستطاعات الكهربائية ومن أجل سرعات الرياح الثلاثة أيضاً.

الجدول رقم (7.3): مقارنة القيم النظرية مع التجريبية لدرجة حرارة كل من الغطاءين الزجاجيين والصفيحة الماصة عند سرعة رياح 1.1 [m/s] وقيم مختلفة للاستطاعة الكهربائية.

$V_{wind}=1.1$ [m/s]													
Q_{in} [W]	t_{amb} [$^{\circ}C$]	$t_{exp,ab}$ [$^{\circ}C$]	$t_{exp,g2}$ [$^{\circ}C$]	$t_{exp,g1}$ [$^{\circ}C$]	$t_{cal,ab}$ [$^{\circ}C$]	$t_{cal,g2}$ [$^{\circ}C$]	$t_{cal,g1}$ [$^{\circ}C$]	AE_{ab} [$^{\circ}C$]	RE_{ab}	AE_{g2} [$^{\circ}C$]	RE_{g2}	AE_{g1} [$^{\circ}C$]	RE_{g1}
68.1	16.9	58.4	43.37	24	65.64	39.79	21.48	7.24	0.12397	3.58	0.08254	2.52	0.105
85	16.09	67.03	49	25.6	76.4	46.05	24.1	9.37	0.13978	2.95	0.06020	1.5	0.05859
106.4	15.9	75.7	53.9	26.84	89.16	53.7	27.43	13.46	0.17780	0.2	0.00371	0.59	0.02198
124.8	16.2	85.6	61.2	29.55	99.48	60.08	30.28	13.88	0.16215	1.12	0.01830	0.73	0.02470
154.2	16.4	98.9	70.3	32.5	114.9	69.93	34.83	16	0.16178	0.37	0.00526	2.33	0.07169
178.9	15.8	109.03	77	34.9	127	77.89	38.64	17.97	0.16481	0.89	0.01155	3.74	0.10716

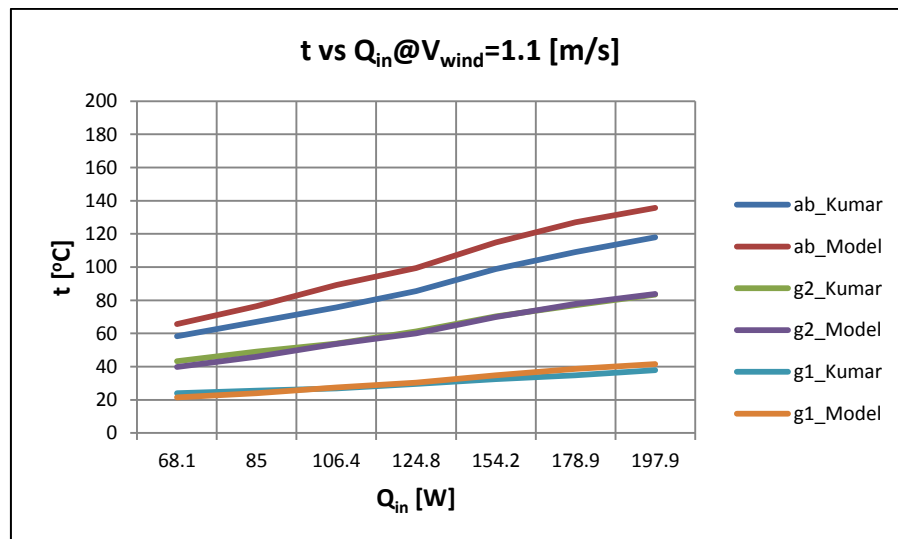
197.9	16.9	117.9	83.46	37.95	135.8	83.85	41.55	17.9	0.15182	0.39	0.00467	3.6	0.09486
-------	------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	------	---------	------	---------	-----	---------

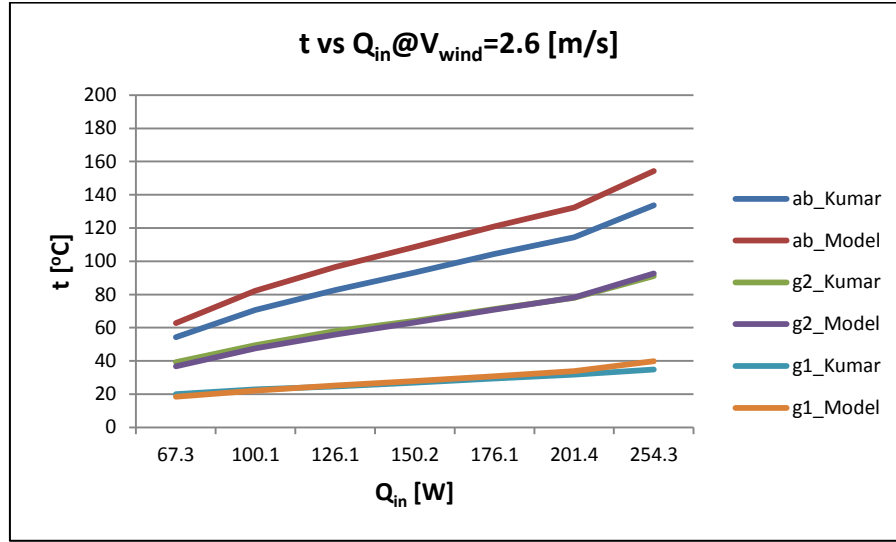
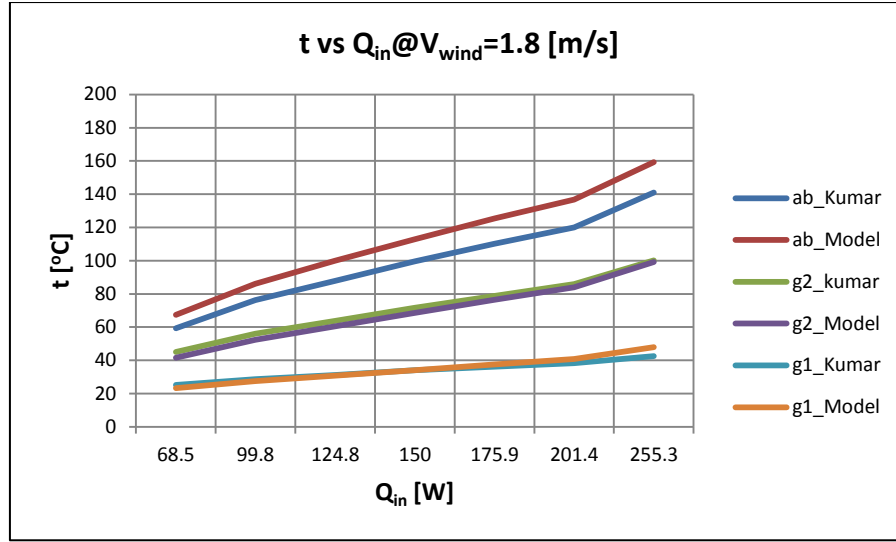
الجدول رقم (8.3): مقارنة القيم النظرية مع التجريبية لدرجة حرارة كل من الغطاءين الزجاجيين والصفحة الماصة عند سرعة رياح 1.8 [m/s] وقيم مختلفة للاستطاعة الكهربائية.

$V_{wind}=1.8$ [m/s]													
Q_{in} [W]	t_{amb} [°C]	$t_{exp,ab}$ [°C]	$t_{exp,g2}$ [°C]	$t_{exp,g1}$ [°C]	$t_{cal,ab}$ [°C]	$t_{cal,g2}$ [°C]	$t_{cal,g1}$ [°C]	AE_{ab} [°C]	RE_{ab}	AE_{g2} [°C]	RE_{g2}	AE_{g1} [°C]	RE_{g1}
68.5	18.9	59.3	45	25.25	67.32	41.57	23.31	8.02	0.13524	3.43	0.07622	1.94	0.07683
99.8	18.9	76.26	55.95	28.65	86.15	52.33	27.44	9.89	0.12968	3.62	0.06470	1.21	0.04223
124.8	18.8	87.87	63.65	31.25	99.9	60.53	30.74	12.03	0.13690	3.12	0.04901	0.51	0.01632
150	18.9	99.52	71.68	34	112.8	68.51	34.08	13.28	0.13344	3.17	0.04422	0.08	0.00235
175.9	18.45	110.15	78.82	36.24	125.3	76.43	37.51	15.15	0.13754	2.39	0.03032	1.27	0.03504
201.4	18.6	120.03	85.8	38.3	136.8	83.98	40.87	16.77	0.13971	1.82	0.02121	2.57	0.06710
255.3	18.8	141.06	100.2	42.6	159.2	99.19	47.94	18.14	0.12859	1.01	0.01008	5.34	0.12535

الجدول رقم (9.3): مقارنة القيم النظرية مع التجريبية لدرجة حرارة كل من الغطاءين الزجاجيين والصفحة الماصة عند سرعة رياح 2.6 [m/s] وقيم مختلفة للاستطاعة الكهربائية.

$V_{wind}=2.6$ [m/s]													
Q_{in} [W]	t_{amb} [°C]	$t_{exp,ab}$ [°C]	$t_{exp,g2}$ [°C]	$t_{exp,g1}$ [°C]	$t_{cal,ab}$ [°C]	$t_{cal,g2}$ [°C]	$t_{cal,g1}$ [°C]	AE_{ab} [°C]	RE_{ab}	AE_{g2} [°C]	RE_{g2}	AE_{g1} [°C]	RE_{g1}
67.3	14.7	54.25	39.18	19.93	62.7	36.73	18.37	8.45	0.15576	2.45	0.06253	1.56	0.07827
100.1	14.7	70.73	49.5	22.9	82.27	47.56	22.11	11.54	0.16315	1.94	0.03919	0.79	0.03449
126.1	14.7	82.65	57.9	24.7	96.43	55.79	25.1	13.78	0.16672	2.11	0.03644	0.4	0.01619
150.2	14.7	93.23	64.1	27	108.7	63.16	27.87	15.47	0.16593	0.94	0.01466	0.87	0.03222
176.1	14.8	104.3	71.2	29.44	121	70.83	30.86	16.7	0.16011	0.37	0.00519	1.42	0.04823
201.4	15	114.36	77.9	31.7	132.4	78.08	33.78	18.04	0.15774	0.18	0.00231	2.08	0.06561
254.3	14.8	133.6	91.05	34.9	154.2	92.56	39.88	20.6	0.15419	1.51	0.01658	4.98	0.14269





الشكل رقم (9.3): مقارنة القيم النظرية مع التجريبية لدرجات حرارة الصفیحة الماصة والغطائین الزجاجیین الداخلي والخارجي عند قيم مختلفة للاستطاعة الكهربائية وسرعة الرياح.

نلاحظ من الشكل التقارب الشديد وشبه التطابق بين المنحنيين النظري والتجربي لدرجة حرارة كل من الغطاءين الزجاجیین يقابله تباعد بين منحنی درجة حرارة الصفیحة الماصة وذلك عند سرعات الرياح الثلاثة. من ناحية أخرى، یبین الجدول رقم (10.3) القيم الوسطیة للخطأ المطلق والنسبي في درجات حرارة كل من الصفیحة الماصة والغطائین الزجاجیین عند سرعات الرياح المختلفة. نرى من هذا الجدول أن القيمة الوسطیة للخطأ المطلق في درجة حرارة الصفیحة الماصة تتراوح ضمن المجال $13.325-14.94$ [°C] والقيمة الوسطیة للخطأ النسبي تتراوح ضمن المجال $13.4-16\%$. بالنسبة للغطاء الزجاجي الداخلي تتراوح القيمة الوسطیة للخطأ المطلق ضمن المجال $1.357-2.651$ [°C] والقيمة الوسطیة للخطأ النسبي ضمن المجال $2.5-4.2\%$ ، وفي حالة الغطاء الزجاجي الخارجي تتراوح القيمة الوسطیة للخطأ المطلق ضمن المجال $1.728-2.144$ [°C] والقيمة الوسطیة للخطأ النسبي ضمن المجال $5.2-6.9\%$.

إن بالنسبة للغطائين الزجاجيين الداخلي والخارجي فإن مقدار الخطأ في درجة حرارة كل منهما مقبول، بينما بالنسبة للصفحة الماصة فإن مقدار الخطأ في درجة حرارتها كبير نسبياً. يمكن أن نعزو ذلك إلى أن الباحث أعطى في تجاربه قيم الاستطاعة الكهربائية الكلية المقدمة للسخانات المسطحة الموضوعة أسفل الصفحة الماصة وأشار في بحثه إلى أن هذه الاستطاعات لا تصل بكاملها إلى الصفحة ويضيع قسم منها نحو الخارج عبر العزل الحراري دون تحديد مقدار الاستطاعة الضائعة أو نسبتها، وتم في عملية المحاكاة إدخال قيم الاستطاعات الكهربائية كاملة كما وردت في التجارب.

الجدول رقم (10.3): القيم الوسطية للخطأ المطلق والنسبي في درجات حرارة الصفحة الماصة والغطائين الزجاجيين عند سرعات الرياح المختلفة.

V_{wind} [m/s]	t_{ab}		t_{g2}		t_{g1}	
	MAE [°C]	MRE [%]	MAE [°C]	MRE [%]	MAE [°C]	MRE [%]
1.1	13.688	15.4	1.357	2.6	2.144	6.9
1.8	13.325	13.4	2.651	4.2	1.845	5.2
2.6	14.94	16	1.357	2.5	1.728	5.9

بعد هذا الاستعراض والتحليل يمكن القول إن النموذج الرياضي للفرن الشمسي المقترح مقبول من حيث الصحة وموثوقية النتائج.

5.3. النتائج Results:

سمح النموذج الرياضي الديناميكي للفرن الشمسي ومحاكاته باستخدام برنامج Matlab, Simulink بشرح النظام والتنبؤ بسلوكه الحراري وإجراء دراسة تحليلية قيمة له، وأعطى القدرة على معرفة تغير أي بارامتر من بارامترات النموذج مع الزمن، سواء درجة حرارة أو معدل انتقال حرارة أو معامل انتقال حرارة وغيرها، كما أعطى فهماً أعمق للعمليات ذات الصلة ولكيفية تفاعل مكونات الفرن حرارياً بعضها مع بعض ومع الوسط المحيط، مما يساعد في توجيه الدراسة وتحديد نقاط الضعف وبالتالي معالجتها بطريقة اقتصادية وأمنة.

بينت نتائج تقييم الأداء أن الفرن الشمسي المقترح المزود بعدسة فريسنل كمجمع شمسي تركيزي مساحة سطحها $1[m^2]$ ونفاذيتها 0.93 في ظل الظروف الجوية المحددة، وهي شدة إشعاع شمسي $700 [W/m^2]$ ودرجة حرارة وسط محيط $25 [°C]$ وسرعة رياح $0.5 [m/s]$ يستطيع غلي $7 [kg]$ من الماء خلال زمن قدره $87.7 [min]$ بكفاءة إجمالية للنظام 60.09% وللفرن 64.61%، ويمكنه تسخين $7 [kg]$ من زيت دوار الشمس إلى درجة الحرارة $250 [°C]$ خلال $239 [min]$ بكفاءة إجمالية للنظام 41.42% وللفرن 44.53%، وهو بمؤشرات الأداء هذه يتفوق على غيره من تصاميم الأفران والطباخات الشمسية.

من النتائج التي تم التوصل إليها في هذا الفصل أيضاً:

- الكفاءة الضوئية العالية لعدسة فريسnel والتي أدت إلى كفاءة إجمالية عالية للنظام (الفرن مع العدسة).
- انتقال الحرارة الجيد من الصفيحة الماصة إلى وعاء الطهي وقد تجسد في التقارب الكبير لمنحني تغير درجة حرارة كل منهما مع الزمن كما تبين من تحليل السلوك الحراري للفرن، وهذا من ميزات التسخين بالتوصيل الحراري من خلال التلامس المباشر من الأسفل.
- مركبة الضياع الحراري الغالبة من بين مركبات الضياع الحراري الإجمالي في الفرن هي مركبة الضياع الحراري عبر الغطاء الزجاجي الخارجي إلى الوسط المحيط، وتصبح حصتها كبيرة جداً مع ارتفاع السوية الحرارية لعمل الفرن، كما هو الحال في عملية تسخين الزيت النباتي.

دراسة تأثير الشكل الهندسي للصفیحة الماصة وخصائصه في الأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح

Studying the Effect of the Geometrical Shape of the Absorber Plate and its Properties on Thermal Performance of the Proposed Solar Oven

1.4. مقدمة Introduction:

تعتبر الصفیحة الماصة من أكثر مكونات الطباخ الشمسي أهمية حيث إنها تمتص الطاقة المفيدة من الشمس لإنجاح عملية الطهي. يجب أن تتمتع الصفیحة الماصة للطباخ الشمسي قبل كل شيء بامتصاصية عالية إلى حد كبير وذلك لتحويل أكبر قدر ممكن من الطاقة الشمسية إلى طاقة حرارية لتنتقل منها إلى الطعام في وعاء الطهي. إن البنية الهندسية لهذه الصفیحة مهمة جداً إضافة إلى خصائصها الترموديناميكية. لزيادة كمية الطاقة الممتصة من قبل الصفیحة وتحسين انتقال الحرارة منها إلى الطعام في أوعية الطهي، فإنها تعتبر مكوناً أساسياً يمكن إجراء العديد من التعديلات عليه. [1]

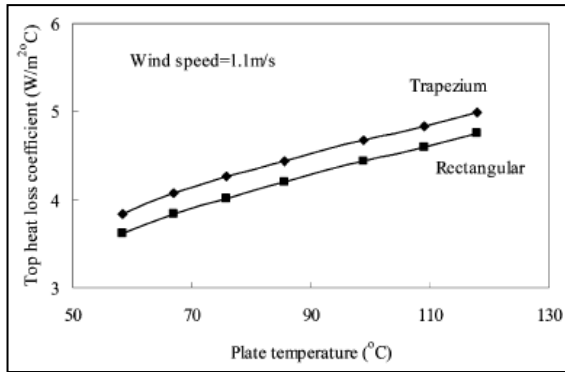
هناك قلة في الدراسات المنشورة والتي تناولت موضوع الصفیحة الماصة للطباخ الشمسي، وقد ورد بعضها في الفصل الأول. من هذه الدراسات ما كان موضوع بحثها الرئيسي هو الصفیحة كما في البحث الذي قام به Harmim ورفاقه، حيث ذكر أن الباحثين أجروا دراسة تجريبية في الصحراء الجزائرية كان الهدف منها مقارنة الأداء التجريبي لطباخ صندوقي مزود بصفیحة ماصة مزعنة مع طبّاخ صندوقي مشابه صفیحته الماصة عادية بدون زعانف، وأشارت النتائج إلى أن درجة حرارة الركود في الطباخ الأول أكبر بحوالي 7% مقارنةً بالطباخ الثاني، كما أن الزمن اللازم لغلان الماء أقل بحوالي 12%. يبين الشكل رقم (a.7.1) الصفیحة الماصة المزعنة التي استخدمت في هذا البحث. [19]

ومن الدراسات ما تطرق للصفیحة الماصة كجزء من العمل المنجز فيها، ويُذكر منها البحث الذي أجراه Shrestha، حيث قام بدراسة نظرية لطباخ شمسي صندوقي بسيط مع إجراء بعض التعديلات الطفيفة عليه ليحصل على ثلاثة نماذج بهدف تحليلها وتحديد تأثيراتها على درجة حرارة الركود للطباخ في ظل ظروف متماثلة، ووجد أنه من الأفضل معالجة السطح الخارجي للصفیحة الماصة بطلاء انتقائي واستخدام غطاء زجاجي مفرد مقارنةً باستخدام طلاء أسود عادي وغطاء زجاجي مزدوج. [14]

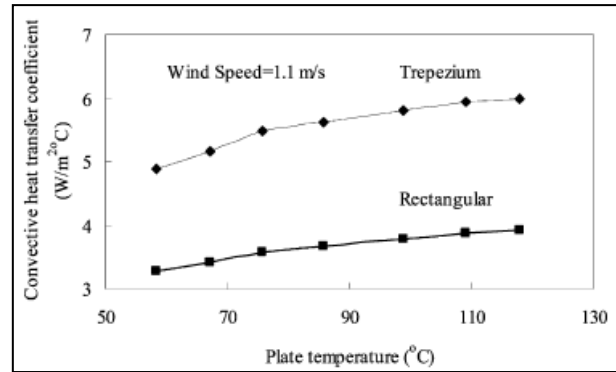
ومنها أيضاً البحث المكون من جزئين والذي درس فيهما Thulasi Das ورفاقه نمذجة ومحاكاة طبّاخات شمسية صندوقية محملة بوعاء طهي أو اثنين أو أربعة، حيث تضمنت الدراسة تحليل تأثير مجموعة من البارامترات على

أداء الطباخ من ضمنها قياس وثخانة الصفيحة الماصة، فقد تم حساب زمن الطهي من أجل قياسات مختلفة للصفيحة والمعبّر عنها كنسب مختلفة للقطر المكافئ للصفيحة إلى قطر وعاء الطهي ووجد أن الزمن يتناقص وفق منحني أسّي مع ازدياد هذه النسبة، ويبين الشكل رقم (a.4.2) هذه العلاقة بيانياً. كما تم حساب زمن الطهي من أجل صفائح بثخانات متعددة تتراوح في المجال $0.1-10$ [mm]، وكان الزمن أصغرياً عند الثخانتين 0.5 [mm] و 1 [mm]، وأوصى الباحثون باستخدام صفيحة بثخانة 1 [mm] بدلاً من 0.5 [mm] لضمان اتصال حراري جيد بين وعاء الطهي والصفيحة حيث يجب أن يكون كل من هذين السطحين سوياً ومنظماً وجاسئاً، ويبين الشكل رقم (b.4.2) التمثيل البياني لعلاقة زمن الطهي بثخانة الصفيحة. [15,16]

في الدراسة التي أجراها الباحث Kumar S والتي ذكر فيها الميزة الرئيسية لاستخدام الصفيحة الماصة ذات شكل شبه المنحرف في الطباخ الصندوقي والتي هي امتصاص جزء أكبر من الإشعاع الشمسي الوارد الساقط على فتحة الطباخ بزوايا ورود أكبر، إضافةً إلى استنتاجه أن قيم معامل انتقال الحرارة ضمن الطباخ كانت أعلى بـ $31-35\%$ مقارنةً مع قيمه من أجل طباخ صندوقي حيزه الداخلي بشكل مستطيل، مع التنويه بأن معامل الضياع الحراري من الأعلى كان سلوكه مغايراً حيث كانت قيمته أكبر بـ 7% في الطباخ ذي الصفيحة ذات شكل شبه المنحرف. يبين الشكل رقم (1.4) منحنيات تغير قيمة كل من معامل انتقال الحرارة بالحمل ومعامل الضياع الحراري من الأعلى كتابع لدرجة حرارة الصفيحة عند سرعة رياح 1.1 [m/s] من أجل الطباخ ذي الحيز الداخلي شبه المنحرف والآخر ذي الحيز الداخلي المستطيل. [17]



(b)



(a)

الشكل رقم (1.4): (a) تغير معامل انتقال الحرارة بالحمل مع درجة حرارة الصفيحة الماصة من أجل الطباخ ذي الحيز شبه المنحرف والمستطيل (b) تغير معامل الضياع الحراري من الأعلى مع درجة حرارة الصفيحة الماصة من أجل الطباخ ذي الحيز

شبه المنحرف والمستطيل، Kumar S, 2004.

في مجموعة الأبحاث التي قام بها Harmim ورفاقه والتي قدموا من خلالها تصميمًا جديدًا لفرن شمسي غير تعقبّي مزود بمركز قطعي مكافئ مركب غير متناظر من نوع Mallick، ذكر الباحثون في البحثين الأول والثاني واللذين تم فيهما استخدام صفيحة ماصة شاقولية موضوعة خلف الغطاء الزجاجي الشاقولي، كما هو مبين في الشكل رقم (a.18.1)، أن انتقال الحرارة إلى محتويات وعاء الطهي كان بمعدل متوسط مقارنةً ببقية

الطباقات الشمسية، وأنه من المهم إجراء بعض التعديلات في الشكل الهندسي الداخلي للطباخ وشكل الصفيحة الماصة من أجل تحسين كفاءته. [41,42] في البحث الثالث، وفي محاولة لتحسين كفاءة الفرن السابق قام الباحثون بتغيير شكل الصفيحة الماصة لتصبح بشكل درج كما هو مبين في الشكل رقم (b.18.1). [43] بعد الاطلاع على الدراسات المرجعية نرى من الواضح أن هذا المكون المهم في الطباخ الشمسي ألا وهو الصفيحة الماصة لم ينل القسط الكافي من الدراسة والتعمق.

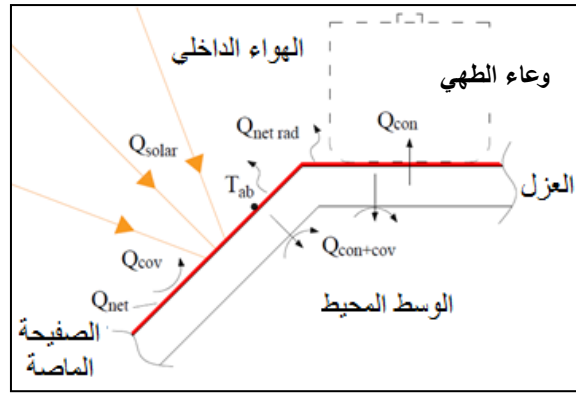
سيتم في الفصل الحالي التعمق في دراسة السلوك الحراري للصفيحة الماصة ودراسة تأثير شكلها الهندسي وخصائصه في كفاءة تحويل الطاقة والأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح وذلك من خلال الفهم الصحيح لمسارات تدفق الطاقة عبر الصفيحة، والتي تتضمن عمليات امتصاص الطاقة الشمسية وتحويلها إلى طاقة حرارية تنتقل منها إلى وعاء الطهي وإلى المكونات الأخرى في الطباخ ومحاولة زيادة حصة الطاقة المتدفقة إلى الوعاء ومنه إلى الحمل.

2.4. وصف موضوع الدراسة وبيئة العمل Describing the object under study and :operation environment

يمثل الفرن الشمسي المقترح المزود بعدسة فريسنل بيئة العمل. تم دراسة السلوك الحراري لهذا الفرن وتقييم أدائه في ظل بارامترات تشغيلية وظروف مناخية محددة في الفصل الثالث وذلك في حالتين تشغيليتين هما: حالة غلي الماء وحالة تسخين زيت دوار الشمس.

موضوع الدراسة هو الصفيحة الماصة لهذا الفرن، هذه الصفيحة مصنوعة من مادة ذات إيصالية حرارية عالية هي الألمنيوم بثخانة [mm] 1 ومطلية باللون الأسود لزيادة امتصاصيتها لأشعة الشمس، وهي تضم سطحين: سطح طهي أفقي، وسطح استقبال مائل، زاوية ميلانه عن الأفق 40° ، طول كل من السطحين يساوي عرضهما ويساوي [cm] 30. يحد الصفيحة من الأعلى الهواء الداخلي للفرن ويوضع على سطحها الأفقي بتماس مباشر وعاء الطهي، ويحيط بها من داخل حيز الفرن الأسطح الداخلية للجدران وللغطاء الزجاجي الداخلي، ويحدها من الأسفل عزل حراري بثخانة [cm] 5 لتخفيف الضياعات نحو الوسط المحيط. يعتمد هذا التصميم في تسخين الحمل بشكل رئيسي على عملية التوصيل الحراري من الصفيحة إلى قاعدة وعاء الطهي. يبين الشكل رقم (2.4) رسماً تخطيطياً لموضوع الدراسة وبيئة العمل.

يبدأ عمل الصفيحة عندما تستقبل الطاقة الشمسية المركزة من العدسة في البؤرة المحرقة على سطحها المائل وتحولها إلى طاقة حرارية ترتفع بنتيجتها درجة حرارتها. تنقل الصفيحة جزءاً من طاقتها إلى وعاء الطهي الموضوع عليها بالتوصيل الحراري، وتفقد جزءاً بالحمل الحراري نحو الهواء الداخلي وبالإشعاع نحو الأسطح الداخلية في الفرن، ويضيع منها جزء بالنفوذ الحراري عبر العزل إلى الوسط المحيط.

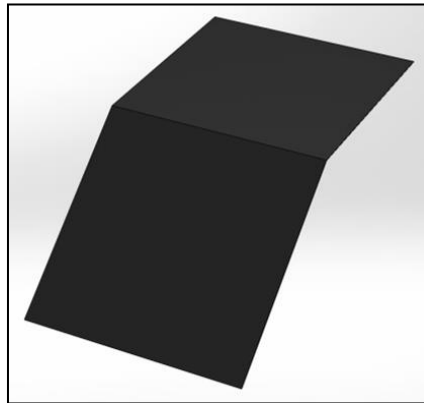


الشكل رقم (2.4): موضوع الدراسة وبيئة العمل.

3.4. تأثير الشكل الهندسي للصفیحة الماصة في كفاءة تحويل الطاقة والأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح:

The effect of the absorber's geometrical shape on energy conversion efficiency and thermal performance of the proposed solar oven:

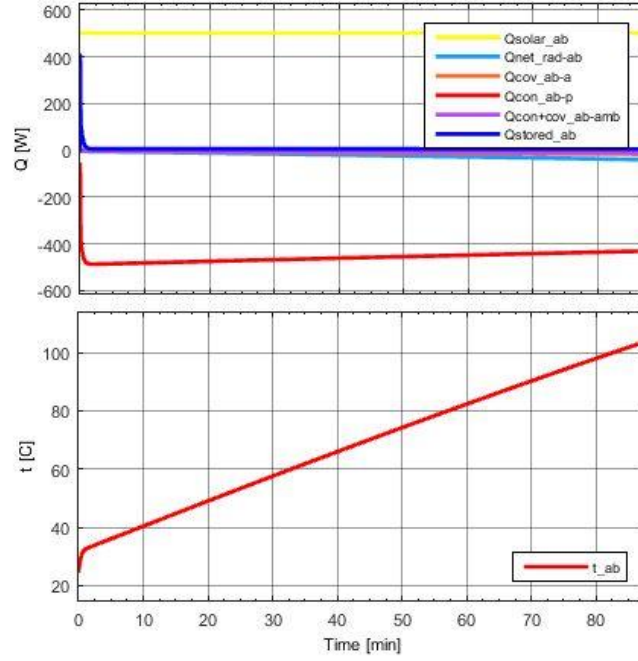
سيتم أولاً القيام باستعراض مفصل للسلوك الحراري للصفیحة الماصة في بيئة العمل (الفرن) في ظل الظروف المناخية والبارامترات التشغيلية المحددة وفقاً لما أوصت به اللجنة المسؤولة عن تنقيح "الإجراء القياسي العالمي لاختبار الطباخات الشمسية وتقرير الأداء" وذلك في حالتی غلي الماء وتسخين زيت دوار الشمس. يبين الشكل رقم (3.4) الصفیحة الماصة بشكلها الأولي قبل أي تعديل، وسيطلق على الفرن بصفيحته الماصة هذه التسمية Model_1.



الشكل رقم (3.4): الصفیحة الماصة في النموذج الأولي للفرن Model_1.

1.3.4. دراسة حالة الصفیحة الماصة في النموذج الأولي للفرن المقترح:

يبين الشكل رقم (4.4) مخطط السلوك الحراري للصفیحة الماصة مع منحنی تغير درجة حرارتها مع الزمن في حالة غلي [kg] 7 من الماء في النموذج الأولي للفرن Model_1.



الشكل رقم (4.4): مخطط السلوك الحراري للصفحة الماصة في حالة غلي الماء في نموذج الفرن Model_1.

يمكن أن يُرى من الشكل أن معدل الطاقة الشمسية التي تمتصها الصفحة Q_{solar_ab} يبلغ $500.9 [W]$ ، ونلاحظ أنه معدل ثابت خلال كامل عملية المحاكاة وذلك بسبب اعتبار أن شدة الإشعاع الشمسي الذي يتلقاه الفرن ثابتة خلال العملية. تتحول الطاقة الممتصة في البداية إلى طاقة داخلية مخزنة في الصفحة Q_{stored_ab} ذات العطالة الحرارية المنخفضة، وبعد برهة قصيرة يحدث انخفاض شديد في معدل الطاقة المخزنة مقابل ارتفاع شديد في معدل الطاقة المنتقلة بالتوصيل إلى وعاء الطهي Q_{con_ab-p} ، يبدأ بعدها هذا المعدل بالانخفاض مقابل ازدياد معدلات تبادل الطاقة الأخرى، والتي هي معدل التبادل الحراري بالإشعاع مع الأسطح الداخلية للفرن $Q_{net_rad_ab}$ ومعدل انتقال الحرارة بالحمل الحر من الصفحة إلى الهواء الداخلي Q_{cov_ab-a} ومعدل الضياع الحراري نحو الوسط المحيط $Q_{con+cov_ab-amb}$ ، حتى يصل إلى القيمة $430 [W]$ عند نقطة الغليان، وعند هذه النقطة تكون قيمة معدل التبادل الحراري بالإشعاع مع الأسطح الداخلية للفرن $Q_{net_rad_ab}=39.96 [W]$ ، وقيمة معدل التبادل الحراري بالحمل الحر مع الهواء الداخلي $15.96 [W]$ ، وقيمة معدل الضياع الحراري بالتوصيل والحمل عبر العزل إلى الوسط المحيط $9.56 [W]$ ، وقيمة معدل الطاقة المخزنة في الصفحة $5.43 [W]$. هذه القيم هي لمعدلات تبادل الطاقة الحرارية في اللحظة التي تصل فيها درجة حرارة الماء إلى $100 [^{\circ}C]$ ، أما القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة من بداية عملية المحاكاة حتى نهايتها فهي مبينة في الجدول رقم (1.4).

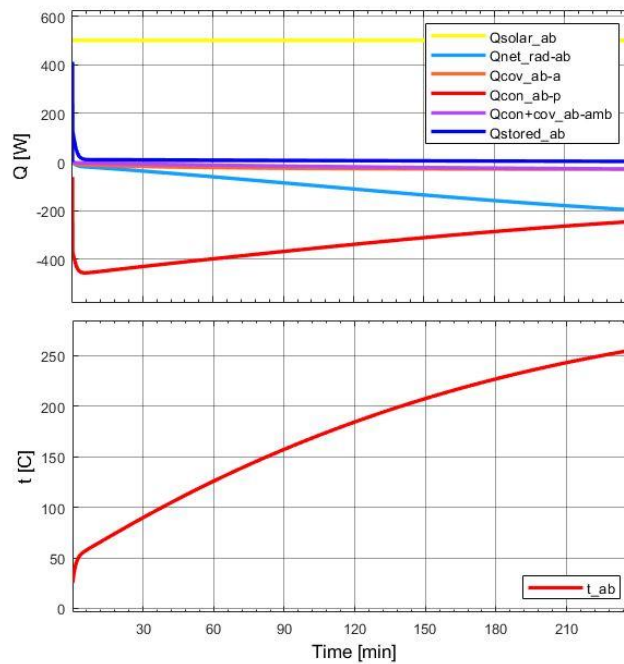
نجد من الجدول أن مركبة التوصيل الحراري من الصفحة إلى وعاء الطهي تشكل 91.35% من الكسب الشمسي، يليها بفارق كبير جداً مركبة التبادل الحراري بالإشعاع مع الأسطح الداخلية للفرن بنسبة 4.25% ،

فمركبة التبادل الحراري بالحمل الحر مع الهواء الداخلي بنسبة تساوي 1.99%، فمركبة الطاقة المختزنة بنسبة تساوي 1.3%، وأخيراً مركبة الضياع الحراري نحو الوسط المحيط بنسبة تساوي 1.06%.

الجدول رقم (1.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة غلي الماء في النموذج Model_1.

مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	$Q_{netrad,ab}$	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	2637	2409	52.52	112.1	27.87	34.41
الحصة المئوية [%]	-	91.35%	1.99%	4.25%	1.06%	1.3%

في حالة تسخين [kg] 7 من زيت دوار الشمس في النموذج الأولي للفرن يكون السلوك الحراري للصفحة الماصة كما هو مبين في الشكل رقم (5.4).



الشكل رقم (5.4): مخطط السلوك الحراري للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في نموذج الفرن Model_1.

يُلاحظ من الشكل نفس السلوك المشاهد في الحالة السابقة حيث إن معظم الكسب الشمسي المقدّر بـ 500.9[W] يتحول في بداية عملية المحاكاة إلى طاقة داخلية مختزنة في الصفحة الماصة $Q_{stored,ab}$ ومن ثم تنخفض قيمة هذا المعدل بشدة لصالح الارتفاع الشديد لمعدل التوصيل الحراري إلى وعاء الطهي $Q_{con,ab-p}$ ، بعدها تبدأ قيمة هذا المعدل بالانخفاض مع ارتفاع درجة حرارة الصفحة حيث تبدأ قيم بقية المعدلات بالارتفاع وتكون سوية الانخفاض في هذه الحالة التشغيلية أكبر مما في حالة غلي الماء مقابل سوية ازدياد أكبر لمعدل التبادل الحراري بالإشعاع $Q_{net,rad-ab}$ ، وفي نهاية العملية تقترب قيمة هذا المعدل (196.5 [W]) من قيمة معدل التوصيل الحراري (244.2 [W]). فيما يتعلق بالقيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة من بداية عملية المحاكاة حتى نهايتها فهي مبينة في الجدول رقم (2.4).

الجدول رقم (2.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في النموذج Model_1.

مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	Q_{netrad_ab}	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	7183	4914	355	1556	258.5	104.4
الحصة المئوية [%]	-	68.41%	4.94%	21.66%	3.6%	1.41%

نجد من الجدول أن حصة مركبة التوصيل الحراري من الصفحة إلى وعاء الطهي من الكسب الشمسي تبلغ 68.41%، وحصة مركبة التبادل الحراري بالإشعاع مع الأسطح الداخلية للفرن تبلغ 21.66%، وحصة مركبة التبادل الحراري بالحمل الحر مع الهواء الداخلي تبلغ 4.94%، وحصة مركبة الضياع الحراري نحو الوسط المحيط تبلغ 3.6%، وأخيراً حصة مركبة الطاقة المختزنة تبلغ 1.41%.

يمكن أن نستنتج أنه في الحالات التي تكون فيها السوية الحرارية لعمل الفرن منخفضة، كما هو الحال عند غلي الماء، تكون كفاءة تحويل الطاقة في الصفحة الماصة عالية وهو ما تجسد بالحصة الكبيرة لمركبة التوصيل نحو وعاء الطهي من الكسب الشمسي للصفحة، وتكون حصص بقية مركبات التبادل الحراري منخفضة. بينما عندما يعمل الفرن بسوية حرارية عالية، كما هو الأمر في حالة تسخين الزيت، فإن حصة كبيرة من الكسب الشمسي تتحول إلى طاقة حرارية تفقدها الصفحة بالتبادل الحراري بالإشعاع مع الأسطح الداخلية للفرن، أي أن كفاءة تحويل الطاقة للصفحة الماصة تكون أقل.

فيما يتعلق بمؤشرات الأداء الحراري للنموذج الأولي للفرن Model_1 فإنها مبينة في الجدول رقم (3.4)، حيث يقدم هذا الجدول قيمة كل من الكفاءة الإجمالية للنظام وللفرن وزمن العملية في كل من حالتي التشغيل.

الجدول رقم (3.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_1.

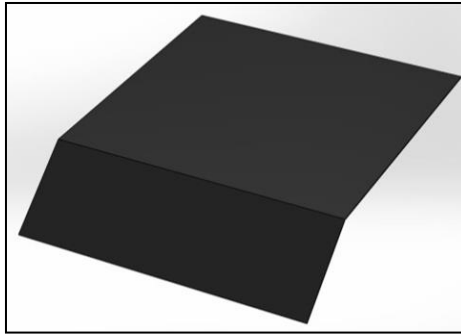
الحمل	$t_{initial}$ [°C]	t_{max} [°C]	Δt [min]	η_{system} [%]	η_{oven} [%]
الماء	25	100	87.7	60.09	64.61
زيت دوار الشمس	25	250	239	41.42	44.53

في محاولة لتحسين كفاءة تحويل الطاقة للصفحة الماصة والأداء الحراري للفرن الشمسي المعبر عنه بالمؤشرات الواردة في الجدول السابق، وخاصة عند العمل بسويات حرارية عالية، سيتم العمل بدايةً على زيادة حصة مركبة التوصيل الحراري من الصفحة إلى وعاء الطهي من خلال زيادة مساحة سطح التبادل الحراري وذلك عن طريق تعديل الشكل الهندسي للصفحة الماصة.

2.3.4. دراسة حالة تغيير الأبعاد الخارجية للصفحة الماصة:

في هذه الحالة سيتم العمل على تغيير أبعاد الصفحة الماصة بهدف تقليل مساحة السطح المكشوف منها، أو زيادة نسبة مساحة سطح التوصيل من المساحة الكلية للصفحة، وذلك من خلال تقصير طول قسمها المائل من [30 cm] إلى [10 cm]، كما هو مبين في الشكل رقم (6.4)، دون أن يؤثر هذا التعديل في استقبال الأشعة

الشمسية المركزة، حيث تبقى البؤرة المحرقة للعدسة ضمن السطح المائل للصفحة الماصة. يطلق على نموذج الفرن بعد هذا التعديل اسم Model_2.



الشكل رقم (6.4): الصفحة الماصة للنموذج Model_2.

سيؤدي هذا التغيير إلى تغير في طول الغطاء الزجاجي المزدوج، حيث يصبح [cm] 58 بدلاً من [cm] 78.5، مما يسهم أيضاً في تقليل الضياع الحراري إلى الوسط المحيط عبر الغطاء الزجاجي. كما أنه سيؤدي إلى تغير في معدلات التبادل الحراري بالإشعاع بين أسطح الحيز الداخلي للفرن بسبب تغير مساحات هذه الأسطح وقيم معاملات الشكل فيما بينها، لذلك تم حساب قيم معاملات الشكل الجديدة في برنامج Ansys, Fluent وإدخالها مع التعديلات اللازمة في النموذج الرياضي للفرن الشمسي وإجراء عملية المحاكاة. أظهرت النتائج أن هذا التعديل أدى إلى إحداث تغيير في حصص مركبات التبادل الطاقوي للصفحة الماصة في حالتي غلي الماء وتسخين الزيت، وبين الجدولان رقم (4.4) و (5.4) القيم الإجمالية لهذه المركبات ونسبة كل منها من الكسب الشمسي من بداية عملية المحاكاة حتى نهايتها.

الجدول رقم (4.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة غلي الماء في النموذج Model_2.

مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	Q_{netrad_ab}	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	2534	2407	29.85	55.96	17.78	23
الحصة المئوية [%]	-	94.99%	1.18%	2.21%	0.7%	0.91%

الجدول رقم (5.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في النموذج Model_2.

مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	Q_{netrad_ab}	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	5849	4792	184.8	671	135.4	68.53
الحصة المئوية [%]		81.93%	3.16%	11.47%	2.31%	1.17%

نلاحظ من الجدول رقم (4.4) أنه في حالة غلي الماء ازدادت حصة مركبة التوصيل الحراري بمقدار 3.64%، هذه الزيادة البسيطة كانت على حساب انخفاض بسيط في حصص بقية المركبات. ونلاحظ من الجدول رقم (5.4) أيضاً أنه في حالة تسخين الزيت قد ازدادت حصة مركبة التوصيل الحراري بمقدار 13.52%، وذلك

أيضاً على حساب انخفاض حصص بقية المركبات وخصوصاً مركبة التبادل الحراري بالإشعاع حيث انخفضت حصتها بمقدار 10.19%، وكل ذلك مقارنةً بحالة النموذج الأولي للفرن.

والنتيجة هي تحسن في كفاءة تحويل الطاقة للصفحة الماصة والأداء الحراري للفرن الشمسي، حيث تحسنت الكفاءة الإجمالية للفرن بمقدار 2.62% في حالة غلي الماء وبمقدار 10.16% في حالة تسخين الزيت، إضافة إلى تحقيق انخفاض في زمن العملية مقداره 3.4 [min] في حالة غلي الماء و 44.33 [min] في حالة تسخين الزيت، ويبين الجدول رقم (6.4) قيم مؤشرات الأداء الحراري للفرن بعد هذا التعديل.

الجدول رقم (6.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_2.

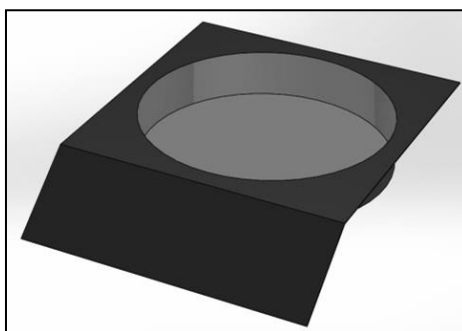
الحمل	$t_{initial}$ [°C]	t_{max} [°C]	Δt [min]	η_{system} [%]	η_{oven} [%]
الماء	25	100	84.3	62.52	67.23
زيت دوار الشمس	25	250	194.67	50.86	54.69

3.3.4. دراسة حالة تغيير سطح التبادل الحراري بين الصفحة ووعاء الطهي:

بعد زيادة نسبة مساحة سطح التبادل الحراري بين الصفحة الماصة وقاعدة وعاء الطهي من خلال تخفيض مساحة السطح المكشوف من الصفحة عبر تغيير أبعادها الخارجية، سيتم العمل الآن على زيادة مساحة سطح التبادل الحراري هذا من خلال تغيير الشكل الهندسي للصفحة الماصة.

1.3.3.4. حالة إضافة تجويف أسطواني في الصفحة الماصة:

إضافةً إلى التعديل الأول في الأبعاد الخارجية للصفحة الماصة سيتم إجراء تعديل آخر، يتضمن هذا التعديل تزويد السطح الأفقي للصفحة بتجويف أسطواني قطره يساوي قطر وعاء الطهي ويساوي 26 [cm] وعمقه يساوي 2.5 [cm]، بحيث يمكن وضع الوعاء فيه ويكون على تماس جيد معه. يبين في الشكل رقم (7.4) الصفحة الماصة بعد هذا التعديل. ويطلق على نموذج الفرن بعد هذا التعديل اسم Model_3.



الشكل رقم (7.4): الصفحة الماصة للنموذج Model_3.

هذه الإضافة زادت من مساحة سطح التبادل الحراري بين الصفحة والوعاء بمقدار 27.78% مقارنةً بالنموذج Model_2. تم إدخال هذا التعديل إلى النموذج الرياضي للفرن وإجراء عملية المحاكاة وتحديد القيم الإجمالية

لمركبات التبادل الطاقى ونسبة كل منها من الكسب الشمسى من بداية العملية حتى نهايتها فى كلتا حالتى التشغيل، كما هو موضح فى الجدولين رقم (7.4) و (8.4).

الجدول رقم (7.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة فى حالة غلى الماء فى النموذج Model_3.

مركبة التبادل الحرارى	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	Q_{netrad_ab}	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	2534	2401.2	30.79	56.85	17.76	26.93
الحصة المئوية [%]	-	94.76%	1.22%	2.24%	0.7%	1.06%

الجدول رقم (8.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة فى حالة تسخين الزيت فى النموذج Model_3.

مركبة التبادل الحرارى	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	Q_{netrad_ab}	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	5823	4738	191.5	681	134.4	79.97
الحصة المئوية [%]	-	81.37%	3.29%	11.7%	2.31%	1.37%

نلاحظ أنه فى حالة غلى الماء تنخفض حصة مركبة التوصيل بمقدار بسيط يساوى 0.23% مقابل زيادات بسيطة فى حصص مركبات الحمل والإشعاع والتخزين، وكذلك فى حالة تسخين الزيت يحدث انخفاض بسيط فى حصة مركبة التوصيل مقداره 0.56% مقابل زيادات بسيطة فى حصص بقية المركبات، وذلك مقارنةً بنموذج الفرن Model_2.

يمكن تفسير زيادة مركبة الطاقة المختزنة بزيادة كمية المادة فى الصفحة الماصة نتيجة إضافة التجويف فيها، كما أن سبب ازدياد مركبة الإشعاع هو تغير معاملات الشكل، حيث أصبحت كمية الطاقة التى تغادر سطح الصفحة بالإشعاع نحو الأسطح الأبرد (الغطاء الزجاجى والجدران الداخلية) أكبر من كمية الطاقة التى تغادرها نحو الأسطح الأكثر سخونة (وعاء الطهى)، وسبب ازدياد مركبة الحمل هو انخفاض بسيط فى درجة حرارة الهواء ناجم عن انخفاض فى معدل انتقال الحرارة بالحمل الحر من وعاء الطهى الذى ينجم بدوره عن انخفاض مساحة سطح التبادل الحرارى بين الوعاء والهواء الداخلى.

كان لهذا التعديل أثر بسيط فى تحسين مؤشرات الأداء، حيث ازدادت كفاءة الفرن بمقدار 0.01% و 0.24% وانخفض زمن العملية بمقدار 0.02 [min] و 1 [min] فى حالتى غلى الماء وتسخين الزيت على الترتيب، كما هو مبين فى الجدول رقم (9.4).

الجدول رقم (9.4): مؤشرات الأداء الحرارى للنموذج Model_3.

الحمل	$t_{initial}$ [°C]	t_{max} [°C]	Δt [min]	η_{system} [%]	η_{oven} [%]
الماء	25	100	84.28	62.53	67.24
زيت دوار الشمس	25	250	193.67	51.09	54.93

لتفسير هذا التحسن البسيط في الأداء بالرغم من انخفاض حصة مركبة التوصيل لا بد من استعراض توزيع عمليات التبادل الحراري لوعاء الطهي والتي يبينها الجدولان رقم (10.4) و (11.4) لحالتي غلي الماء وتسخين الزيت على الترتيب.

الجدول رقم (10.4) توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية غلي الماء في النموذجين Model_2 و Model_3.

النموذج	مركبة التبادل الحراري	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,p-w}$	$Q_{cov,p-a}$	$Q_{netrad,p}$	$Q_{stored,p}$
Model_2	[kJ]	2407	2198	79.2	33.51	96.56
	[%]	-	91.32%	3.29%	1.39%	4.01%
Model_3	[kJ]	2401.2	2198	75.9	30.5	96.56
	[%]	-	91.54%	3.16%	1.27%	4.02%

الجدول رقم (11.4) توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية تسخين الزيت في النموذجين Model_2 و Model_3.

النموذج	مركبة التبادل الحراري	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,p-vo}$	$Q_{cov,p-a}$	$Q_{netrad,p}$	$Q_{stored,p}$
Model_2	[kJ]	4792	3619	490.9	397	286.3
	[%]	-	75.52%	10.24%	8.28%	5.97%
Model_3	[kJ]	4738	3619	472.6	361	286.1
	[%]	-	76.38%	9.97%	7.62%	6.04%

يبين الجدولان مقارنة حصص مركبات التبادل الحراري لوعاء الطهي بين النموذج Model_3 والنموذج Model_2، ونلاحظ منهما ازدياد حصة مركبة الحمل الحراري من الوعاء إلى الحمل بداخله بعد إضافة التجويف بمقدار 0.22% و 0.86% في حالة الماء والزيت على الترتيب، مقابل انخفاض حصص مركبات الحمل نحو الهواء والإشعاع، ويعود ذلك لانخفاض مساحة السطح المكشوفة من وعاء الطهي. في حال تم القيام بزيادة عمق التجويف الأسطواني الذي سيوضع فيه وعاء الطهي بحيث يصبح [cm] 5 بدلاً من [cm] 2.5 مع المحافظة على نفس القطر. في هذه الحالة ستزيد مساحة سطح التبادل الحراري بين الصفيحة والوعاء بمقدار 43.48% مقارنة بالنموذج Model_2، ويطلق على نموذج الفرن في هذه الحالة اسم Model_4. يبين الجدولان رقم (12.4) و (13.4) القيم الإجمالية لمركبات التبادل الطاقوي ونسبة كل منها من الكسب الشمسي خلال كامل العملية وذلك في كلتا حالتَي التشغيل بعد إجراء عملية المحاكاة للنموذج الرياضي للفرن وذلك بعد إدخال التعديلات اللازمة.

الجدول رقم (12.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفيحة الماصة في حالة غلي الماء في النموذج Model_4.

مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	$Q_{netrad,ab}$	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	2533	2394	31.85	57.84	17.74	30.85
الحصة المئوية [%]	-	94.51	1.26	2.28	0.7	1.22

الجدول رقم (13.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في النموذج Model_4.

مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	Q_{netrad_ab}	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	5796	4680	199	692.2	133.3	91.32
الحصة المئوية [%]	-	80.75	3.43	11.94	2.3	1.58

كما هو الحال في نموذج الفرن Model_3، نلاحظ انخفاضاً بسيطاً أيضاً في حصة مركبة التوصيل مقداره 0.48% في حالة غلي الماء و 1.18% في حالة تسخين الزيت وذلك على حساب ازدياد حصص مركبات الحمل والإشعاع والتخزين، رافق ذلك ازدياد في حصة مركبة الحمل من الوعاء نحو الماء مقداره 0.49% ونحو الزيت مقداره 1.79%، كما هو مبين في الجدولين رقم (14.4) و (15.4).

الجدول رقم (14.4) توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية غلي الماء في النموذجين Model_2 و Model_4.

النموذج	مركبة التبادل الحراري	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,p-w}$	$Q_{cov,p-a}$	Q_{netrad_p}	$Q_{stored,p}$
Model_2	[kJ]	2407	2198	79.2	33.51	96.56
	[%]	-	91.32%	3.29%	1.39%	4.01%
Model_4	[kJ]	2394	2198	72.17	27.39	96.57
	[%]	-	91.81%	3.01%	1.14%	4.03%

الجدول رقم (15.4) توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية تسخين الزيت في النموذجين Model_2 و Model_4.

النموذج	مركبة التبادل الحراري	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,p-vo}$	$Q_{cov,p-a}$	Q_{netrad_p}	$Q_{stored,p}$
Model_2	[kJ]	4792	3619	490.9	397	286.3
	[%]	-	75.52%	10.24%	8.28%	5.97%
Model_4	[kJ]	4680	3618	451.6	323.8	285.9
	[%]	-	77.31%	9.65%	6.92%	6.11%

كان لزيادة عمق التجويف أثر بسيط أيضاً في تحسين مؤشرات الأداء، حيث ازدادت كفاءة الفرن بمقدار 0.03% و 0.5% وانخفض زمن العملية بمقدار 0.05 [min] و 1.84 [min] في حالتي غلي الماء وتسخين الزيت على الترتيب. يبين الجدول رقم (16.4) قيم مؤشرات الأداء الحراري لنموذج الفرن Model_4.

الجدول رقم (16.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_4.

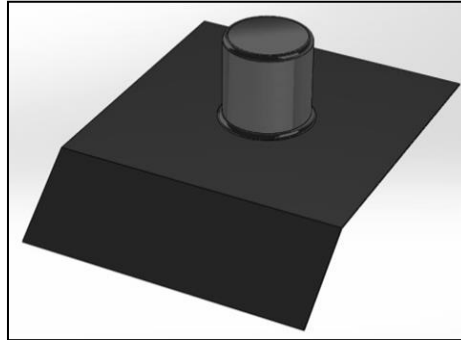
الحمل	$t_{initial}$ [°C]	t_{max} [°C]	Δt [min]	η_{system} [%]	η_{oven} [%]
الماء	25	100	84.25	62.56	67.26
زيت دوار الشمس	25	250	192.83	51.33	55.19

2.3.3.4. حالة إضافة بروز أسطواني في الصفحة الماصة:

في هذا النموذج تم تعديل الشكل الهندسي للصفحة الماصة من خلال إضافة بروز أسطواني الشكل إلى سطحها الأفقي، كما هو مبين في الشكل رقم (8.4)، قطر هذه الأسطوانة يساوي ارتفاعها ويساوي 7 [cm]. يقابل هذا

البروز تجويف في وعاء الطهي بحيث يحدث تداخل وتلامس تام بين الوعاء والصفحة. يطلق على هذا النموذج للفرن اسم Model_5.

تعطي هذه الإضافة زيادة في مساحة سطح التبادل الحراري مقدارها 26.6% مقارنة بالنموذج Model_2. أدت هذه الإضافة بعد إدخالها إلى النموذج الرياضي وإجراء المحاكاة إلى تغير في توزيع مركبات التبادل الطاقوي في كلتا حالتَي التشغيل والتي تبينها الجداول ذات الأرقام (17.4) و (18.4) للصفحة الماصة و (19.4) و (20.4) لوعاء الطهي.



الشكل رقم (8.4): الصفحة الماصة للنموذج Model_5.

الجدول رقم (17.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة غلي الماء في النموذج Model_5.

مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	Q_{netrad_ab}	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	2541	2411.7	29.56	55.37	17.63	25.79
الحصة المئوية [%]	-	94.91	1.16	2.18	0.69	1.01

الجدول رقم (18.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في حالة تسخين الزيت في النموذج Model_5.

مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	Q_{netrad_ab}	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	5860	4802	183.1	664	133.9	76.39
الحصة المئوية [%]	-	81.95	3.12	11.33	2.28	1.3

كما أظهرت عملية المحاكاة لهذا النموذج أن كفاءة الفرن قد انخفضت بمقدار بسيط يساوي 0.18% في حالة الماء و 0.1% في حالة الزيت، وازداد زمن العملية بمقدار 0.22 [min] في حالة الماء و 0.33 [min] في حالة الزيت. أي أن هذه الإضافة كان لها أثر سلبي بسيط في مؤشرات الأداء الحراري للفرن.

الجدول رقم (19.4) توزيع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية غلي الماء في النموذجين Model_2 و Model_5.

النموذج	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,p-w}$	$Q_{cov,p-a}$	Q_{netrad_p}	$Q_{stored,p}$
Model_2	2407	2198	79.2	33.51	96.56
		91.32%	3.29%	1.39%	4.01%
Model_5	2411.7	2198	78.59	33.25	102.4
		91.14%	3.26%	1.38%	4.25%

الجدول رقم (20.4) توزع الطاقة لوعاء الطهي خلال كامل عملية تسخين الزيت في النموذجين Model_2 و Model_5.

النموذج	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,p-vo}$	$Q_{cov,p-a}$	$Q_{netrad,p}$	$Q_{stored,p}$
Model_2	4792	3619	490.9	397	286.3
		75.52%	10.24%	8.28%	5.97%
Model_5	4802	3618	487.5	392.9	303.3
		75.34%	10.15%	8.18%	6.32%

لتفسير تراجع الأداء لا بد من الرجوع لجدول توزع الطاقة للصفحة الماصة ووعاء الطهي لهذا النموذج. نلاحظ من هذه الجداول أن حصة مركبة التوصيل الحراري نحو وعاء الطهي قد انخفضت في حالة الماء بمقدار 0.08% وازدادت في حالة الزيت بمقدار 0.02%. رافق ذلك انخفاض في حصة مركبة الحمل من الوعاء إلى الماء بمقدار 0.18% وإلى الزيت بمقدار 0.18% أيضاً. يبين الجدول رقم (21.4) قيم مؤشرات الأداء الحراري لنموذج الفرن Model_5.

الجدول رقم (21.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_5.

الحمل	$t_{initial}$ [°C]	t_{max} [°C]	Δt [min]	η_{system} [%]	η_{oven} [%]
الماء	25	100	84.52	62.36	67.05
زيت دوار الشمس	25	250	195	50.77	54.59

يمكن أن نستنتج من التحليل السابق أنه كان لتقليل مساحة السطح المكشوفة من الصفحة الماصة، أو زيادة حصة مساحة سطح التوصيل الحراري من السطح الكلي للصفحة، من خلال تقصير طول القسم المائل منها الأثر الأكبر في تحسين كفاءة تحويل الطاقة في الصفحة الماصة ومؤشرات الأداء الحراري للفرن وذلك في حالتي غلي الماء وتسخين الزيت، بينما لم يكن لبقيّة التعديلات التي ساهمت في زيادة مساحة سطح التوصيل الحراري بنسب كبيرة من خلال تغيير الشكل الهندسي للصفحة سوى أثر بسيط.

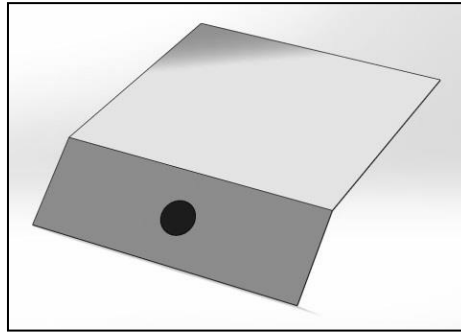
4.4. تأثير خصائص الشكل الهندسي للصفحة الماصة في كفاءة تحويل الطاقة والأداء الحراري للفرن الشمسي المقترح:

The effect of the absorber's geometrical shape properties on energy conversion efficiency and thermal performance of the proposed solar oven:

في المحاولة الثانية لتحسين كفاءة تحويل الطاقة والأداء الحراري للفرن المقترح وبلاستفادة من التحليل السابق لتوزع مركبات التبادل الطاقوي للصفحة الماصة، نجد أن مركبة التبادل الطاقوي التي تملك أكبر حصة بعد مركبة التوصيل هي مركبة التبادل الحراري بالإشعاع مع الأسطح الداخلية للفرن. سلنجا إلى تخفيض حصة هذه المركبة لصالح زيادة مركبة التوصيل إلى وعاء الطهي.

وفقاً لمعادلة المعدل الصافي للتبادل الحراري بالإشعاع بين الصفيحة الماصة والأسطح الداخلية للفرن والتي وردت في معادلات النموذج الرياضي في الفصل الثاني، فإن هذا المعدل يتعلق بمساحة سطح التبادل الحراري، وهو سطح الصفيحة الماصة، وبإصدارية الصفيحة. إذن لتخفيض قيمة هذا المعدل لا بد من العمل على تخفيض أحد هذين البارامترين أو كليهما معاً. تم في الفقرة السابقة تناول بارامتر مساحة سطح الصفيحة الماصة وفي هذه الفقرة سيتم التركيز على تخفيض إصداريتها.

الصفيحة المستخدمة، كما تم توضيحه في فقرة "وصف موضوع الدراسة وبيئة العمل"، هي عبارة عن صفيحة مصنوعة من الألمنيوم بثخانة [mm] 1 ومطلية باللون الأسود بهدف زيادة امتصاصيتها لأشعة الشمس. هذا الطلاء يتميز بامتصاصية عالية جداً لأشعة الشمس $\alpha_{ab} = 0.95$ لكن إصداريته للأشعة تحت الحمراء (الأشعة الحرارية) عالية أيضاً وهي تساوي قيمة امتصاصيتها. [57] بما أن منطقة استقبال أشعة الشمس عبارة عن سطح دائري ثابت من حيث القطر والمكان، فإنه يمكن استخدام صفيحة ألومنيوم لامعة ذات إصدارية منخفضة $\varepsilon = 0.03$ [57] ومنطقة استقبالها مطلية باللون الأسود للحفاظ على الامتصاصية العالية لأشعة الشمس، كما هو مبين في الشكل رقم (9.4).



الشكل رقم (9.4): الصفيحة الماصة اللامعة للنموذج Model_2، البؤرة المحرقة على سطحها المائل مطلية باللون الأسود.

تعطي عملية المحاكاة بعد إجراء التعديلات اللازمة في النموذج الرياضي للفرن القيم الإجمالية لمركبات التبادل الطاقى للصفيحة الماصة اللامعة ذات البؤرة المحرقة السوداء في حالتها غلي الماء وتسخين الزيت على الترتيب، كما هو مبين في الجدولين رقم (22.4) و (23.4).

الجدول رقم (22.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفيحة الماصة في النموذج Model_2 بعد تعديل الإصدارية في حالة غلي الماء.

مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	$Q_{netrad_{ab}}$	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	2498	2423	32.36	2.1	17.5	23.03
الحصة المئوية [%]	-	97	1.3	0.08	0.7	0.92

الجدول رقم (23.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفحة الماصة في النموذج Model_2 بعد تعديل الإصدارية في حالة تسخين الزيت.

مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	Q_{netrad_ab}	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
القيمة الإجمالية [kJ]	5400	4971	212.5	24.81	122.7	68.41
الحصة المئوية [%]	-	92.06	3.94	0.46	2.27	1.27

نلاحظ من الجدولين أنه في حالة غلي الماء انخفضت حصة مركبة التبادل الحراري بالإشعاع بمقدار 2.13% مقابل ازدياد في حصة مركبة التوصيل مقداره 2.01%، وفي حالة تسخين الزيت انخفضت حصة مركبة الإشعاع بمقدار 11.01% مقابل ازدياد حصة مركبة التوصيل بمقدار 10.13%.

أدى هذا التحسن في كفاءة تحويل الطاقة في الصفحة الماصة إلى تحسن في الأداء الحراري للفرن انعكس في قيم المؤشرات، حيث ازدادت الكفاءة الإجمالية للفرن بمقدار 0.96% و 4.55% وانخفض زمن العملية بمقدار 1.2 [min] و 15 [min] وذلك في حالتي غلي الماء وتسخين الزيت على الترتيب. يبين الجدول رقم (24.4) قيم مؤشرات الأداء الحراري لنموذج الفرن Model_2 بعد تعديل إصدارية الصفحة الماصة.

الجدول رقم (24.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_2 بعد تعديل إصدارية الصفحة.

الحمل	$t_{initial}$ [°C]	t_{max} [°C]	Δt [min]	η_{system} [%]	η_{oven} [%]
الماء	25	100	83.1	63.42	68.19
زيت دوار الشمس	25	250	179.76	55.1	59.24

لدى استخدام الصفحة الماصة اللامعة ذات البؤرة المحرقة السوداء في حالات الشكل الهندسي التي وردت في الفقرة السابقة نحصل على قيم مؤشرات الأداء المبينة في الجدول رقم (25.4).

الجدول رقم (25.4): مؤشرات الأداء الحراري للنماذج Model_3,4,5 بعد تعديل إصدارية الصفحة الماصة.

النموذج	الماء			زيت دوار الشمس		
	Δt [min]	η_{system} [%]	η_{oven} [%]	Δt [min]	η_{system} [%]	η_{oven} [%]
Model_3	83.03	63.47	68.24	178.17	55.53	59.71
Model_4	82.92	63.53	68.31	176.67	56	60.22
Model_5	83.33	63.24	68	180.17	54.95	59.08

نلاحظ من الجدول أيضاً عدم وجود فروق كبيرة في قيم مؤشرات الأداء بين حالات الشكل الهندسي للصفحة الماصة اللامعة.

مما سبق نجد أنه تم الحصول على أعلى حصة ممكنة لمركبة التوصيل الحراري من الصفحة الماصة إلى وعاء الطهي وذلك بعد تعديل إصداريتها، حيث بلغت هذه الحصة 97% من الكسب الشمسي في حالة غلي الماء و

92.06% في حالة تسخين زيت دوار الشمس. إذا أريد الحصول على تحسن إضافي في الأداء الحراري للفرن الشمسي فلا بد من التوجه إلى كفاءة تحويل الطاقة في المكون الذي يكون في حالة التماس المباشر مع الصفيحة والذي يتم عبره نقل الطاقة الحرارية إلى الحمل ألا وهو وعاء الطهي وتحليل التوزيع الطاقوي فيه. نختار من الجدول رقم (25.4) نموذج الفرن الذي كانت قيم مؤشرات أدائه الحراري هي الأفضل، وهو النموذج Model_4، ونرى القيم الإجمالية لمركبات التبادل الحراري لوعاء الطهي وحصصها في هذا النموذج والتي يبينها الجدول رقم (26.4).

الجدول رقم (26.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة لوعاء الطهي في حالتي غلي الماء وتسخين الزيت في النموذج Model_4 بعد تعديل إصدارية الصفيحة الماصة.

الحمل	مركبة التبادل الحراري	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,p-w/v}$	$Q_{cov,p-a}$	$Q_{netrad,p}$	$Q_{stored,p}$
الماء	[kJ]	2409	2198	78.54	35.31	96.67
	%	-	91.24	3.26	1.47	4.01
زيت دوار الشمس	[kJ]	4844	3618	524.4	412.7	287.7
	%	-	74.69	10.83	8.52	5.94

نرى من الجدول أن 1.47% من الطاقة التي يتلقاها وعاء الطهي يتبادلها الوعاء كطاقة إشعاعية مع الأسطح الداخلية للفرن في حالة غلي الماء و 8.52% في حالة تسخين الزيت. لزيادة حصة مركبة الطاقة المفيدة على حساب تخفيض حصة مركبة التبادل بالإشعاع، وخاصة في حالة تسخين الزيت، لا بد من تخفيض إصدارية وعاء الطهي وذلك باستخدام وعاء لامع أيضاً. بعد إدخال التعديلات اللازمة في النموذج الرياضي وإجراء عملية المحاكاة تصبح حصص التبادل الطاقوي للصفيحة والوعاء في هذه الحالة كما هو مبين في الجدول رقم (27.4) لحالتي غلي الماء وتسخين الزيت.

الجدول رقم (27.4): القيم الإجمالية لمركبات تبادل الطاقة للصفيحة الماصة ووعاء الطهي في حالتي غلي الماء وتسخين الزيت في النموذج Model_4 بعد تعديل إصدارية كل من الصفيحة والوعاء.

الحمل	مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	$Q_{netrad,ab}$	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
الماء	[kJ]	2470	2383	36.42	2.468	17.24	30.91
	%	-	96.48	1.47	0.1	0.7	1.25
	مركبة التبادل الحراري	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,p-w}$	$Q_{cov,p-a}$	$Q_{netrad,p}$	$Q_{stored,p}$	-
	[kJ]	2383	2198	82.48	5.877	96.74	-
	%	-	92.24	3.46	0.25	4.06	-
زيت دوار الشمس	مركبة التبادل الحراري	$Q_{solar,ab}$	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,ab-a}$	$Q_{netrad,ab}$	$Q_{loss,ab}$	$Q_{stored,ab}$
	[kJ]	5028	4544	250.9	28.43	112.5	92.29
	%	-	90.37	4.99	0.57	2.24	1.84
	مركبة التبادل الحراري	$Q_{con,ab-p}$	$Q_{cov,p-v}$	$Q_{cov,p-a}$	$Q_{netrad,p}$	$Q_{stored,p}$	-
	[kJ]	4544	3618	569.1	67.36	289	-
	%	-	79.62	12.52	1.48	6.36	-

نلاحظ من الجدول أن حصة مركبة التبادل الحراري بالإشعاع بين الوعاء والأسطح الداخلية للفرن قد انخفضت إلى 0.25% من مركبة التوصيل الحراري التي يتلقاها الوعاء وذلك في حالة غلي الماء وإلى 1.48% في حالة تسخين الزيت، وذلك لصالح ازدياد مركبة الحمل الحر نحو الحمل لتصبح نسبتها 92.24% في حالة غلي الماء و 79.62% في حالة تسخين الزيت. أدى هذا التحسن في كفاءة تحويل الطاقة إلى تحسن جيد في الأداء الحراري للفرن الشمسي حيث ازدادت الكفاءة الإجمالية للفرن بمقدار 0.65% و 3.4% وانخفض زمن العملية بمقدار 0.78 [min] و 9.34 [min] في حالتي غلي الماء وتسخين الزيت على الترتيب. يبين الجدول رقم (28.4) قيم مؤشرات الأداء الحراري لنموذج الفرن Model_4 بعد تعديل إصدارية كل من الصفحة الماصة ووعاء الطهي.

الجدول رقم (28.4): مؤشرات الأداء الحراري للنموذج Model_4 بعد تعديل إصدارية الصفحة ووعاء الطهي.

الحمل	$t_{initial}$ [°C]	t_{max} [°C]	Δt [min]	η_{system} [%]	η_{oven} [%]
الماء	25	100	82.17	64.13	68.96
زيت دوار الشمس	25	250	167.33	59.17	63.62

5.4. النتائج Results:

يمكن أن تلخيص أهم ما تم التوصل إليه من نتائج في النقاط التالية:

- أعطى تحليل السلوك الحراري للصفحة الماصة ووعاء الطهي باستخدام برنامج Matlab, Simulink فهماً عميقاً لعمليات انتقال الحرارة أو لطريقة التفاعل الحراري للصفحة والوعاء مع غيرهما من مكونات الفرن. سمح ذلك بتحديد مركبات التبادل الحراري التي لها أكبر تأثير على أداء الفرن، ومنه تحديد البارامترات التصميمية والتي يمكن من خلال تعديلها تحسين الأداء الحراري للفرن.
- أدى تقليل مساحة السطح المكشوفة من الصفحة الماصة من خلال تقصير طول سطحها المائل من 30[cm] إلى 10 [cm]، دون التأثير على استقبال الأشعة الشمسية المركزة، في حالة غلي الماء إلى تحسين الكفاءة الإجمالية للفرن بمقدار 2.62% وخفض زمن الغليان بمقدار 3.4 [min]، وفي حالة تسخين الزيت تحسنت الكفاءة الإجمالية للفرن بمقدار 10.16% وانخفض زمن تسخين الزيت بمقدار 44.33[min].
- لم يكن لتغيير الشكل الهندسي للصفحة بهدف زيادة مساحة سطح التبادل الحراري بينها وبين وعاء الطهي أثر ملحوظ في تحسين أداء الفرن، حيث تراوح مقدار تحسن الكفاءة ضمن المجال 0.01-0.5% ومقدار انخفاض زمن العملية ضمن المجال 0.02-2 [min]، علماً أن نسبة زيادة مساحة السطح تراوحت ضمن المجال 26.6-43.48%، وفي بعض الحالات كان لها أثر سلبي.

- بعد استخدام صفيحة ماصة من الألمنيوم اللامع وإبقاء البؤرة المحرقة مطلية باللون الأسود تم الحصول على تحسن في الكفاءة الإجمالية للفرن بمقدار 0.96% وانخفاض في زمن الغلي بمقدار 1.2 [min]، وذلك في حالة غلي الماء، وفي حالة تسخين الزيت، انعكس ذلك على مؤشرات الأداء بتحسن كفاءة الفرن بمقدار 4.55% وانخفاض في زمن التسخين بمقدار 15 [min].
- من خلال استخدام وعاء طهي لامع إضافة للصفيحة الماصة اللامعة تزداد الكفاءة الإجمالية للفرن في حالة تسخين الزيت بمقدار 3.4% وينخفض زمن التسخين بمقدار 9.34 [min]، وفي حالة غلي الماء تزداد الكفاءة بمقدار 0.65% وينخفض زمن الغلي بمقدار 0.78 [min].
- يلاحظ أن مقدار التحسن في الأداء الحراري للفرن كان أكبر في الحالات التي تكون فيها السوية الحرارية لعمله عالية في حالة تسخين الزيت النباتي، وذلك لأن معدل التبادل الحراري بالإشعاع يكون أكبر وبالتالي يكون أثر التعديل أكبر في هاتين الحالتين.

1.5. الاستنتاجات :Conclusions

1. تأكيد الجدوى الكبيرة لمفهوم الفرن الشمسي ذي التركيز المباشر بوصفه الطباخ المدمج الأكثر كفاءة والذي يملك أفضل الإمكانيات المستقبلية، حيث يجمع هذا الطباخ بين تصميمي الطباخ الصندوقي والتركيزي كطريقة بديلة لجمع الطاقة الشمسية المركزة والذي سيعزز بشكل كبير من الكفاءة الإجمالية للطباخ.
2. تأكيد الأهمية الكبيرة لاستخدام المجمع الشمسي من النوع التركيزي في الطباخات الشمسية لما يتمتع به من مساحة كبيرة لجمع الطاقة الشمسية وذلك لتحقيق درجات حرارة العمل المطلوبة والمناسبة لجميع أنواع الطهي، مع ضرورة تمتعه بكفاءة ضوئية عالية وسهولة في التصنيع وخفة في الوزن.
- وهنا تبرز عدسة فريسل كخيار مناسب يلبي هذه المتطلبات.
3. تأكيد الأهمية الكبيرة للصفحة الماصة بجميع خصائصها الهندسية والفيزيائية والضوئية بوصفها المكون المسؤول عن تحويل الطاقة ونقلها إلى الحمل في الطباخ الشمسي، والتي لم تتل القسط الكافي من البحث والتعمق.
4. التوصل إلى تصميم جديد في محاولة لتوحيد ودمج المفاهيم المتعددة التي طورها الباحثون وتجسيدها في تصميم واحد يعتمد في تسخين الطعام على التوصيل الحراري من الأسفل، وهو أمر إيجابي، والغطاء الزجاجي فيه ثابت وجداره الخلفي مزود بفتحة للوصول إلى وعاء الطهي، مما يسمح بحرية التفاعل أثناء عملية الطهي، ويخفف من الضياع الحراري الكبير الذي يحدث في معظم الطباخات بسبب استخدام الغطاء الزجاجي كفتحة وصول. إضافة إلى أن هذا التصميم يعتبر آمناً حيث سيحمي المستخدم من التعرض لأشعة الشمس المركزة والمنعكسة القوية والتي قد تسبب له الحروق وتؤدي بصره حيث إن سطح الطهي لا يتعرض لأشعة الشمس.
5. أثبت الفرن المقترح أنه قادر على تأمين معدل طاقة كافٍ وبدرجة الحرارة اللازمة لكمية كبيرة من الحمل بكفاءة طاقة عالية، كما أن تصميمه متين وطريقة استخدامه قريبة من طريقة استخدام الأفران التقليدية، أي أنه يتناسب مع عادات الطهي الشائعة، كما يتميز بالبساطة في البنية وإمكانية تصنيعه متاحة محلياً.
6. سمح النموذج الرياضي الديناميكي للفرن الشمسي ومحاكاته باستخدام برنامج Matlab, Simulink بشرح النظام والتنبؤ بسلوكه الحراري وإجراء دراسة تحليلية قيمة له، وأعطى القدرة على معرفة تغير أي بارامتر من بارامترات النموذج مع الزمن، سواءً درجة حرارة أو معدل انتقال حرارة أو معامل انتقال حرارة وغيرها، كما أعطى

فهماً أعمق للعمليات ذات الصلة ولكيفية تفاعل مكونات الفرن حرارياً فيما بينها ومع الوسط المحيط، مما ساعد في توجيه الدراسة وتحديد نقاط الضعف ومعالجتها بطريقة اقتصادية وآمنة.

7. انتقال الحرارة الجيد من الصفيحة الماصة إلى وعاء الطهي والذي تجسد في التقارب الكبير لمنحني تغير درجة حرارة كل منهما مع الزمن كما تبين من تحليل السلوك الحراري للفرن، وهذا من ميزات التسخين بالتوصيل الحراري من خلال التلامس المباشر من الأسفل.

8. بينت نتائج تقييم الأداء أن الفرن الشمسي المقترح المزود بعدسة فريسنل كمجمع شمسي تركيزي مساحة سطحها 1 m^2 ونفاذيتها 0.93 في ظل الظروف الجوية المحددة ($I = 700 [\text{W/m}^2]$, $V_{\text{wind}} = 0.5 [\text{m/s}]$, $t_{\text{amb}} = 25 [^\circ\text{C}]$) يستطيع غلي 7 kg من الماء خلال زمن قدره $87.7 [\text{min}]$ بكفاءة إجمالية للنظام 60.09% وللفرن 64.61%، ويمكنه تسخين 7 kg من زيت دوار الشمس إلى درجة الحرارة $250 [^\circ\text{C}]$ خلال $239 [\text{min}]$ بكفاءة إجمالية للنظام 41.42% وللفرن 44.53%.

وهو بمؤشرات الأداء هذه يتفوق على غيره من تصاميم الأفران والطباخات الشمسية، حيث بلغت قيمة الزمن النوعي لغليان الماء $12.53 [\text{minm}^2/\text{kg}]$ والزمن المميز لغليان الماء $9.745 [\text{minm}^2/\text{kg}]$ ، بينما تراوحت قيمة كل منهما في التصاميم السابقة ضمن المجال $15.8-26 [\text{minm}^2/\text{kg}]$ و $17.8-26 [\text{minm}^2/\text{kg}]$ على الترتيب.

9. كان لتقليل مساحة السطح المكشوفة من الصفيحة الماصة، زيادة حصة مساحة سطح التوصيل الحراري من السطح الكلي للصفيحة، من خلال تقصير طول القسم المائل منها من $30 [\text{cm}]$ إلى $10 [\text{cm}]$ الأثر الأكبر على مؤشرات الأداء في حالتي غلي الماء وتسخين الزيت مقارنةً ببقية حالات تغيير الشكل الهندسي للصفيحة. حيث ازدادت كفاءة الفرن في حالة تسخين الماء بمقدار 2.62% وقل زمن الغليان بمقدار $3.4 [\text{min}]$ وفي حالة تسخين الزيت ازدادت الكفاءة بمقدار 10.16% وقل زمن التسخين بمقدار $44.33 [\text{min}]$.

10. لم يكن لتغيير الشكل الهندسي للصفيحة بهدف زيادة مساحة سطح التبادل الحراري بينها وبين وعاء الطهي، حيث تراوحت نسبة الزيادة في المجال 26.6-43.48%، أثر ملحوظ في تحسين مؤشرات الأداء الحراري للفرن. فقد تراوح مقدار زيادة المردود في المجال 0.01-0.5% ومقدار انخفاض الزمن في المجال $0.02-1.84 [\text{min}]$ وفي حالة البروز الأسطواني كان الأثر سلبياً حيث انخفض المردود بمقدار 0.1-0.18% وازداد الزمن بمقدار $0.22-0.33 [\text{min}]$.

11. كان لتغيير خصائص الشكل الهندسي للصفيحة الماصة المتمثل بتخفيض خاصية الإصدارية، من خلال استخدام صفيحة لامعة بورتها المحرقية فقط مطلية باللون الأسود، الأثر الأكبر والأهم في تحسين كفاءة تحويل الطاقة والأداء الحراري للفرن.

حيث ازدادت كفاءة الفرن في حالة تسخين الماء بمقدار 0.96% وقل زمن الغليان بمقدار 1.2 [min] وفي حالة تسخين الزيت ازدادت الكفاءة بمقدار 4.55% وقل زمن التسخين بمقدار 15 [min].

12. في التصميم المقترح للفرن الشمسي والذي يعتمد على التوصيل الحراري كطريقة رئيسية لنقل الحرارة إلى الحمل، يكون لوعاء الطهي أهمية كبيرة ولا يمكن فصله عن الصفيحة الماصة. فبعد تحقيق أعلى نسبة لكفاءة تحويل الطاقة في الصفيحة الماصة، تم التوجه لتحسين أداء الفرن من خلال تعديل إصدارية وعاء الطهي الأمر الذي حقق زيادة في الكفاءة الإجمالية للفرن بلغت في حالة غلي الماء 0.65% وفي حالة تسخين الزيت 3.4%، وانخفاضاً في زمن غليان الماء مقداره 0.78 [min] وفي زمن تسخين الزيت مقداره 9.34 [min].

13. الفرن الشمسي المقترح بشكله النهائي قادر على غلي 7 [kg] من الماء خلال (1.37 [h]) 82.17 [min] بكفاءة إجمالية للفرن 68.96% وللنظام 64.13%، وقادر على تسخين 7 [kg] من زيت دوار الشمس إلى درجة حرارة 250 [°C] خلال (2.8 [h]) 167.33 [min] بكفاءة إجمالية للفرن 63.62% وللنظام 59.17%.

2.5. التوصيات Recommendations:

1. البحث في تخفيض قيمة الضياع الحراري من الغطاء الزجاجي إلى الوسط المحيط بهدف تحسين أداء الفرن عند عمله بدرجات حرارة عالية.
2. البحث في إضافة خزان حراري لتصميم الفرن يحوي مادة خازنة للحرارة، يمكن وضعه أسفل الصفيحة الماصة، بهدف حل مشكلة عدم إمكانية الطهي بسبب الغيوم المتتابة في النهار أو في أوقات غياب الشمس، ودراسة السلوك الحراري للفرن وللصفيحة في هذه الحالة.
3. دراسة نظام تعقب فعال يمكن استخدامه في توجيه عدسة فريسنل.
4. تنفيذ التصميم المقترح للفرن وتجريبه وتحديد تغير درجات حرارة عناصره مع الزمن وزمن غلي الماء وتسخين زيت دوار الشمس ومقارنة القيم النظرية بالتجريبية.

-
- [1] Erdem Cuce, Pinar Mert Cuce. A comprehensive review on solar cookers. *Applied Energy* 2013; 102: 1399-1421.
 - [2] R.M. Muthusivagami, R. Velraj, R. Sethumadhavan. Solar cookers with and without thermal storage-A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010; 14: 691-701.
 - [3] N.L. Panwar, S.C. Kaushik, Surendra Kothari. State of the art of solar cooking: An overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012; 16: 3776-3785.
 - [4] Abhishek Saxena, Varun, S.P. Pandey, G. Srivastav. A thermodynamic review on solar box type cookers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2011; 15: 3301-3318
 - [5] George O.G. Lof. Recent investigations in the use of solar energy for cooking. *Solar Energy* 1963; 7(3): 125-133.
 - [6] P. Femi Akinwale. Development of an asynchronous solar-powered cooker. Massachusetts Institute of Technology 2006.
 - [7] Narasimha Rao AV, Sitharama Rao TL, Subramanyam S. Mirror boosters for solar cookers - I. *Energy Conversion and Management* 1988; 28(3): 265-269.
 - [8] Narasimha Rao AV, Sitharama Rao TL, Subramanyam S. Mirror boosters for solar cookers - II. *Energy Conversion and Management* 1989; 29(3): 157-164.
 - [9] Narasimha Rao AV, Sitharama Rao TL, Subramanyam S. Mirror boosters for solar cookers - III. *Energy Conversion and Management* 1991; 32(1): 51-58.
 - [10] Narasimha Rao AV, Chalam RV, Subramanyam S, Sitharama Rao TL. Energy contribution by booster mirrors. *Energy Conversion and Management* 1993; 34(4): 309-326.
 - [11] El-Sebaai AA, Domanski R, Jaworski M. Experimental and theoretical investigation of a box-type solar cooker with multi-step inner reflectors. *Energy* 1994; 19(10): 1011-1021.
 - [12] El-Sebaai AA. Thermal performance of a box-type solar cooker with outer-inner reflectors. *Energy* 1997; 22(10): 969-978.
 - [13] Mirdha US, Dhariwal SR. Design optimization of solar cooker. *Renewable Energy* 2008; 33: 530-544.
 - [14] Shrestha VM. Modification of the solar cooker. *Solar & Wind Technology* 1987; 4(3): 305-311.
 - [15] ThulasiDas TC, Karmakar S, Rao DP. Solar box cooker: part I. Modeling. *Solar Energy* 1994; 52 (3): 265-272.
 - [16] ThulasiDas TC, Karmakar S, Rao DP. Solar box cooker: part II. Analysis and simulation. *Solar Energy* 1994; 52 (3): 273-282.
 - [17] Kumar S. Natural convective heat transfer in trapezoidal enclosure of boxtype solar cooker. *Renewable Energy* 2004; 29: 211-222.
 - [18] Naveen Kumar, Tilak Chavda, H.N. Mistry. A truncated pyramid non-tracking type multipurpose domestic solar cooker/hot water system. *Applied Energy* 2010; 87: 471-477.
 - [19] A. Harmim, M. Belhamel, M. Boukar, M. Amar. Experimental investigation of a box-type solar cooker with a finned absorber plate. *Energy* 2010; 35: 3799-3802.
 - [20] Gaur A, Singh OP, Singh SK, Pandey GN. Performance study of solar cooker with modified utensil. *Renewable Energy* 1999;18:121-129.
 - [21] Narasimha Rao AV, Subramanyam S. Solar cookers-part I: cooking vessel on lugs. *Solar Energy* 2003; 75: 181-185.
 - [22] Narasimha Rao AV, Subramanyam S. Solar cookers-part II: cooking vessel with central annular cavity. *Solar Energy* 2005; 78: 19-22.
 - [23] Harmim A, Boukar M, Amar M. Experimental study of a double exposure solar cooker with finned cooking vessel. *Solar Energy* 2008; 82: 287-289.
 - [24] Srinivasan Rao KVN, Rao BJM. Innovative solar cooking vessel design. In: Fifth

- international energy conversion engineering conference and exhibit. St. Louis, Missouri, USA; 25–27 June 2007.
- [25] Ramadan MRI, Aboul-Enein S, El-Sebaei AA. A model of an improved low cost indoor-solar-cooker in Tanta. *Solar Wind Technol* 1988; 5 (4): 387-393.
 - [26] Nahar NM. Performance and testing of a hot-box storage solar cooker. *Energy Conversion and Management* 2003; 44: 1323-1331.
 - [27] Buddhi D, Sahoo LK. Solar cooker with latent heat storage: design and experimental testing. *Energy Conversion and Management* 1997; 38: 493-498.
 - [28] Domanski R, El-Sebaei AA, Jaworski M. Cooking during off-sunshine hours using PCMs as storage media. *Energy* 1995; 20: 607-616.
 - [29] Sharma SD, Buddhi D, Sawhney RL, Sharma A. Design, development and performance evaluation of a latent heat storage unit for evening cooking in a solar cooker. *Energy Conversion and Management* 2000; 41: 1497-1508.
 - [30] Buddhi D, Sharma SD, Sharma A. Thermal performance evaluation of a latent heat storage unit for late evening cooking in a solar cooker having three reflectors. *Energy Conversion and Management* 2003; 44: 809-817.
 - [31] Mishra RS, Jai Sabberwal Prakash SP. Evaluation of solar cooker thermal performance using different insulating materials. *Energy Research* 1984; 8(4): 393-396.
 - [32] Nahar NM, Marshall And RH, Brinkworth BJ. Studies on a hot box solar cooker with transparent insulation materials. *Energy Conversion and Management* 1994; 35(9): 787-791.
 - [33] Nahar NM. Design, development and testing of a double reflector hotbox solar cooker with a transparent insulation material. *Renewable Energy* 2001; 23(2): 167-179.
 - [34] M. M. El-Kassaby. New solar cooker of parabolic square dish: design and simulation. *Renewable Energy* 1991; 1(1): 59-65.
 - [35] Patel NV, Philip SK. Performance evaluation of three solar concentrating cookers. *Renewable Energy* 2000; 20: 347–55.
 - [36] A.V. Sonune, S.K. Philip. Development of a domestic concentrating cooker. *Renewable Energy* 2003; 28: 1225-1234.
 - [37] S. R. Kalbande, Surendra Kothari, R. G. Nadre, A. N. Mathur. Design theory and performance analysis of paraboloidal solar cooker. *Applied solar energy* 2008; 44(2): 103-112.
 - [38] Alan Gallagher. A solar fryer. *Solar Energy* 2011; 85: 496-505.
 - [39] M.M. Valmiki, Peiwen Li, Javier Heyer, Matthew Morgan, Abdulla Albinali, Kamal Alhamidi, Jeremy Wagoner. A novel application of a Fresnel lens for a solar stove and solar heating. *Renewable Energy* 2011; 36: 1614-1620.
 - [40] Adel M.A. Khalifa, M.M.A. Taha, M. Akyurt. Design, simulation and testing of a new concentrating type solar cooker. *Solar Energy* 1987; 38(2): 79-88.
 - [41] A. Harmim, M. Merzouk, M. Boukar, M. Amar. Mathematical modeling of a box-type solar cooker employing an asymmetric compound parabolic concentrator. *Solar Energy* 2012; 86: 1673-1682.
 - [42] A. Harmim, M. Merzouk, M. Boukar, M. Amar. Performance study of a box-type solar cooker employing an asymmetric compound parabolic concentrator. *Energy* 2012; 47: 471-480.
 - [43] A. Harmim, M. Merzouk, M. Boukar, M. Amar. Design and experimental testing of an innovative building-integrated box type solar cooker. *Solar Energy* 2013; 98: 422-433.
 - [44] <https://www.edmundoptics.com/knowledge-center/application-notes/optics/advantages-of-fresnel-lenses/>
 - [45] Steven C. Chapra. *Applied numerical methods with matlab for engineers and scientists*. 4th ed. McGraw Hill, 2018.
 - [46] B. Barnes and G.R. Fulford. *Mathematical modelling with case studies using Maple and Matlab*. 3rd ed. CRC Press, 2015.
 - [47] Harold Klee and Randal Allen. *Simulation of Dynamic Systems with Matlab and Simulink*. 3rd ed. CRC Press, 2018.

- [48] Ndiaga Mbodji, Ali Hajji. Modeling, testing, and parametric analysis of a parabolic solar cooking system with heat storage for indoor cooking Energy. Sustainability and Society 2017;7(32).
- [49] B.A. Jubran, M.A. Alsaad. Parametric Study of A Box-Type Solar Cooker. Energy Conversion and Management 1991; 32(2): 223-234.
- [50] Edwin R. Pejack. Mathematical Model of The Thermal Performance of Box-Type Solar Cookers. Renewable Energy 1991;1(5/6): 609-615.
- [51] M.B. Habeebullah, A.M. Khalifa, I. Olwi. The Oven Receiver: An Approach Toward The Revival of Concentrating Solar Cookers. Solar Energy 1995; 54(4): 227-237.
- [52] A.A. El-Sebail and S. Aboul-Enein. A Box-Type Solar Cooker With One-Step Outer Reflector. Energy 1997; 22(5): 515-524.
- [53] Emad H. Amer. Theoretical and experimental assessment of a double exposure solar cooker. Energy Conversion and Management 2003; 44: 2651–2663.
- [54] M. Ozkaymak. Theoretical and experimental investigation of a hot box-type solar cooker performance. Journal of Power and Energy IMechE 2007; 221: 91–97.
- [55] A. Soria-Verdugo. Experimental analysis and simulation of the performance of a box-type solar cooker. Energy for Sustainable Development 2015; 29: 65–71.
- [56] Warren M. Rohsenow, James P. Hartnett, Young I. Cho. Handbook of Heat Transfer.. 3rd ed. McGraw-Hill, 1998.
- [57] Yunus Cengel. Heat Transfer- A Practical Approach.. 2nd ed. McGraw-Hill, 2002.
- [58] Gregory Nellis and Sanford Klein. Heat Transfer. Cambridge University Press, 2009.
- [59] Adrian Bejan and Allan D. Kraus. Heat Transfer Handbook. John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [60] Adrian Bejan. Convection Heat Transfer. 4th ed. John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [61] J.-F. Hoffmann, G. Vaitilingom, J.-F. Henry, M. Chirtoc, R. Olivesa, V. Goetza, X. Py. Temperature dependence of thermophysical and rheological properties of seven vegetable oils in view of their use as heat transfer fluids in concentrated solar plants. Solar Energy Materials and Solar Cells 2018; 178: 129-138.
- [62] John A. Duffie, William A. Beckman. Solar Engineering of Thermal Processes. 4th ed. John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [63] Paul A. Funk. Evaluating the international standard procedure for testing solar cookers and reporting performance. Solar Energy 2000; 68/1: 1-7.
- [64] Adel M.A. Khalifa, M.M.A. Taha, M. Akyurt. An energy thrifty solar cooker. Solar and wind technology 1984; 1/2: 81-91.
- [65] Adel M.A. Khalifa, M.M.A. Taha, M. Akyurt. 1985. Solar cookers for outdoors and indoors. Energy 1985; 10/7:819-829.

Abstract:

A novel solar oven that uses Fresnel lens as a concentrating solar collector is introduced in this work. The novel design was proposed after conducting a comprehensive review study on solar cookers which included their development, different types, design considerations and main parameters affecting their performance, in addition to solar cooking principles and solar cooker requirements.

One of the most important features of the novel design is that heating of the cooking pot is done by conduction heat transfer from the bottom through the absorber plate.

Modeling and simulation in Matlab, Simulink software were used for predicting the thermal behavior of the proposed oven under specified climatic and operational conditions and evaluating its performance and comparing it with previous designs in order to demonstrate its superiority.

The modeling process included a detailed description of the proposed system, explanation of its physical model, introducing its mathematical model which depends on heat balance equations of the oven components. The adopted model is a dynamic lumped parameter model in which the values of the physical properties of inside air and cooking liquids and the values of the natural convection heat transfer coefficients change with temperature and time.

The simulation process allowed explaining the system, predicting its thermal response and conducting a valuable analytical study for it. It enabled the observation of the variation of any parameter of the model with time like temperatures, heat transfer rates, heat transfer coefficients, etc., it also gave a deep understanding of the related processes and how the oven components interact thermally with each other and with the surroundings. All of that helped guiding the study and identifying weakness points and addressing them in an economical and safe manner.

After that, the study was directed towards the crucial component of the oven which is the hot surface (absorber plate), studying the effect of modifying its geometrical shape and its properties in order to improve the energy conversion efficiency and thermal performance of the proposed solar oven.

One of the most important concluded results is that modifying the geometrical shape of the absorber plate in order to increase the heat transfer surface area between the plate and the cooking pot had a minor effect on improving the performance of the oven, while modifying one of the properties of the plate had a clear effect on improving the performance. The property is the absorber plate emissivity which was reduced by using polished plate with a black focus point only.

The final product is a solar furnace capable of boiling 7 [kg] of water within 1.37 [h] with an overall efficiency of 68.96% for the oven and 64.13% for the system (oven with solar collector), and capable of heating 7 [kg] of sunflower oil to 250 [°C] within 2.8 [h] with an overall efficiency of 63.62% for the oven and 59.17% for the system. With these performance parameters the proposed design significantly outperforms previous solar cooker designs.

Syrian Arab Republic
Al-Baath University
Faculty of Mechanical and Electrical Engineering
Department of Mechanical Powers



A PhD dissertation named:

**Studying the Effect of Geometrical Shape Properties of the Hot
Surface on Energy Conversion Efficiency and Thermal
Performance of a Solar Oven Provided with Fresnel lens**

Prepared by student engineer:

Basel Mouhammad Samir Bakir

Submitted to fulfill the requirments for the degree of PhD research in
mechanical powers engineering

Supervised by:

Prof. Mouhammad Bakir

Assisstant professor in mechanical powers department

2020-2021 CE/1442 AH