

بهبود عملکرد پمپ حرارتی خورشیدی با استفاده از نانولوله کربنی در مبرد و ساختار چگالنده آن

مرتضی بیاتی^{۲*}

گروه هوافضا،
دانشگاه صنعتی ارومیه
(تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۵/۲۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۹/۱۴)

محمد مرادی^۱

گروه مکانیک، واحد تهران شرق،
دانشگاه آزاد اسلامی

چکیده

بهبود عملکرد پمپ‌های حرارتی خورشیدی همواره مورد توجه محققان بوده است. هدف از انجام این پژوهش، یافتن حالت بهینه‌ای از غلظت نانولوله کربنی (CNT)، طول کل لوله و قطر حلقه ماریپیچی لوله چگالنده در یک سامانه پمپ حرارتی خورشیدی است تا بیشترین مقدار انتقال حرارت و انرژی را نتیجه دهد. روش بررسی، عددی بوده که از روش حجم محدود در حالت ناپایا و آرام استفاده شده است. از الگوریتم ژنتیک برای دستیابی به حالت بهینه برای دو حالت چگالنده با قطر ثابت و قطر متغیر استفاده شد. غلظت‌های ۰، ۰/۵ و ۱ درصد نانولوله کربنی در مبرد و غلظت‌های ۰، ۱ و ۳ درصد نانولوله کربنی در لوله مسی، به همراه سه قطر مختلف چگالنده در هر دو حالت قطر ثابت و قطر متغیر و سه طول مختلف لوله چگالنده مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان داد که استفاده از نانولوله کربنی در مبرد، موجب افزایش عدد ناسلت و افزایش انرژی می‌شود درحالی‌که استفاده از نانولوله کربنی در ساختار لوله مسی چگالنده، باعث کاهش عدد ناسلت و انرژی خواهد شد. همچنین نتایج نشان داد که استفاده از نانولوله کربنی در مبرد موجب افزایش عدد ناسلت بین ۱۶ تا ۲۱ درصد و افزایش انرژی بین ۹ تا ۱۳ درصد می‌شود. این در حالی است که استفاده از نانولوله کربنی در ساختار دیواره لوله مسی کندانسور باعث کاهش عدد ناسلت تا ۹/۵ درصد و کاهش انرژی تا ۱۸ درصد شد.

واژه‌های کلیدی: نانولوله کربنی، چگالنده، شبیه‌سازی عددی، انرژی، الگوریتم ژنتیک

Performance Improvement of the Solar Heat Pump Using Carbon Nanotubes in the Refrigerant and its Condenser Structure

M. Moradi¹

Department of Mechanical Engineering, East Tehran Branch,
Islamic Azad University

M. Bayati^{2*}

Faculty of Aerospace Engineering, Urmia
University of Technology

(Received: 11/August/2019 ; Accepted: 05/December/2019)

ABSTRACT

Improving the performance of solar heat pumps has always been of interest to researchers. The purpose of this study has been to find the optimal state of carbon nanotube (CNT) concentration in the refrigerants and condenser copper tubes as well as the total tube length and the diameter of the condenser helical coil, in order to maximize the exergy and heat transfer. The investigation has been carried out by the numerical method using finite volume, unsteady and laminar flow. The genetic algorithm has been used to obtain the optimum choice for the condenser in two states of constant and variable diameter. Three concentrations of 0, 0.5 and 1 percent for the carbon nanotubes in the refrigerant, three concentrations of 0, 1 and 3 percent for the carbon nanotubes in the copper tube, three different values for the condenser diameter in each of the two states of constant and variable diameter, and three different condenser tube lengths have been investigated. The results show that the use of CNT in the refrigerant, always increases the Nusselt number and the exergy while, the use of CNT in the wall structure of the condenser copper tube reduces them. The results also show that the use of carbon nanotubes in the refrigerant increases the Nusselt number by 16% to 21%, and the exergy by 9% to 13%. However, using carbon nanotubes in the condenser copper tube wall reduces the Nusselt number and the exergy up to 9.5% and 18% respectively.

Keywords: Carbon Nanotube, Condenser, Numerical Simulation, Exergy, Genetic Algorithm

۱- کارشناسی ارشد: m.m.13542003@gmail.com

۲- استادیار (نویسنده پاسخگو): mbayati@uut.ac.ir

محققان بسیاری هم به صورت آزمایشگاهی، هم به صورت شبیه سازی و هم به صورت تحلیلی به بررسی پمپ های حرارتی جهت گرم کردن آب پرداخته اند. ایده استفاده مستقیم از جمع کننده (collector) خورشیدی به جای تبخیرکننده، برای اولین بار در سال ۱۹۵۵ توسط اسپورن و همکاران [۱] ارائه شد. بعدها افراد متعددی بر روی گرم کن های خورشیدی کار کردند. از جمله افرادی که به محاسبه بازده پمپ حرارتی دارای تبخیرکننده خورشیدی پرداخت می توان به موریسون [۲] اشاره کرد. همچنین آذرکیش و همکاران [۳] به بررسی تأثیر مبردهای مختلف بر عملکرد سامانه پمپ حرارتی خورشیدی، به منظور گرمایش یک واحد مسکونی پرداخته و از نظر آلودگی محیط زیست و کم کردن هزینه، مبرد عامل دی اکسید کربن را معرفی کرد. مسگری و همکاران [۴] نیز بر روی پمپ حرارتی خورشیدی با کاربرد گرمایش خانگی کار کردند. سروانتز و ریز [۵] به بررسی تئوری و آزمایشگاهی اگزرژی سامانه پمپ حرارتی خورشیدی با انبساط مستقیم پرداختند که برای گرمایش هوا مورد استفاده قرار می گرفت. آنها با آنالیز ترمودینامیکی و یافتن پارامترهای بهینه کارکردی یک سامانه پمپ حرارتی خورشیدی، نشان دادند که بیشترین میزان بازگشت ناپذیری ها، درون تبخیرکننده اتفاق می افتد. بدسکو [۶] با استفاده از قانون دوم ترمودینامیک به بررسی اگزرژی سامانه پمپ حرارتی خورشیدی انبساط مستقیم گرم کننده آب پرداخت و مقادیر بازده اگزرژی سامانه و همچنین ضریب اتلاف اگزرژی هرکدام از اجزاء سامانه را محاسبه کرد و نتیجه گرفت که بیشترین اتلاف اگزرژی در مراحل فشرده سازی و چگالش اتفاق می افتد. دیکسی [۷] در ترکیه و استریتی [۸] در اروپا به بررسی تأثیر شرایط آب و هوایی و تابش خورشید بر راندمان سامانه پمپ حرارتی خورشیدی پرداختند. رودریگز و همکاران [۹] به صورت تحلیلی به بررسی پمپ حرارتی گرم کن پرداخته و یک مدل تئوری برای تحلیل سامانه پمپ حرارتی انبساط مستقیم ارائه داده و در شرایط آزمایشگاهی نیز تست کردند. ژانگ و همکاران [۱۰] به بررسی تأثیر سیال مبرد و پارامترهای ساختاری سامانه مانند سطح و ضخامت جمع کننده خورشیدی، طول و قطر داخلی لوله چگالنده بر عملکرد سامانه پمپ حرارتی خورشیدی گرم کن آب پرداختند و نشان دادند با افزایش

فهرست علائم و اختصارات

Cp	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت (J/kgK)
En	انرژی (W)
Ex	اگزرژی (W)
D	قطر (m)
g	شتاب گرانش (ms^{-2})
k	ضریب رسانش حرارتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
L	طول (m)
\dot{m}	دبی جرمی (kgs^{-1})
N	دور چگالنده
Nu	عدد ناسلت
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
Re	عدد رینولدز
Ra	عدد رایلی
t	زمان (s)
T	دما (K)
v	سرعت (ms^{-1})
علائم یونانی	
α	ضریب نفوذ حرارتی ($m^2 s^{-1}$)
β	ضریب انبساط گرمایی ($C^{\circ-1}$)
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
φ	غلظت
زیرنویس	
0	حالت پایه
f	سیال
s	جامد
w	دیواره

۱- مقدمه

پمپ های حرارتی خورشیدی، سامانه هایی پاک، ارزان و با کارایی بالا هستند که امروزه در صنعت تهویه مطبوع نوین، به منظور تأمین آب گرم مصرفی منازل، ساختمان ها و مراکز صنعتی و همچنین در صنعت تهویه مطبوع مورد استفاده قرار می گیرند. از سوی دیگر طی سال های گذشته از روش های متعددی جهت افزایش نرخ انتقال حرارت برای دستیابی به بازده حرارتی مطلوب استفاده شده است.

شده است. اندازه المان‌ها با دور شدن از چگالنده افزایش می‌یابد.

جدول (۱): ابعاد هندسی چگالنده‌های مورد بررسی.

نام هندسه	نام متغیر	
	قطر ثابت	قطر متغیر
چگالنده	حداقل قطر حلقه	۰/۱۶
	حداکثر قطر حلقه	۰/۳۵
	تفاوت قطر با حلقه مجاور	۰
	قطر داخلی لوله	۰/۰۱
	قطر خارجی لوله	۰/۱۲
	ارتفاع حلقه	۰/۷
	گام حلقه	۰/۰۱
	طول کلی حلقه	۱۹
	تعداد چرخش	۳۶
	حجم مخزن (L)	۸۰
مخزن	قطر مخزن	۰/۳۸
	ارتفاع مخزن	۱/۱۵

سیال آب با مشخصات جدول ۲ به عنوان سیال عامل خنک‌کننده در مخزن مورد استفاده قرار گرفته است.

جدول (۲): مقادیر خواص ترموفیزیکی آب [۱۵].

چگالی	۹۹۶/۷	kgm^{-3}
لزجت	۰/۰۰۰۹۸۳۷۵	$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$
ضریب هدایتی	۰/۶۱۰۴	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
ظرفیت گرمایی ویژه	۴۱۷۷/۶	J/kgK
ضریب انبساط گرمایی	۰/۰۰۰۲۶۶۶	$^{\circ}\text{C}^{-1}$

عدد رینولدز بر پایه قطر مخزن و خواص آب، حدود ۱۶۰۰ بوده و لذا جریان آب درون مخزن آرام فرض شده است.

عدد ناسلت جریان آب درون مخزن از رابطه ارائه شده در مطالعه پربنهانجان [۱۶] محاسبه شده است:

$$Nu_w = 0.29(Ra_w)^{0.293} \quad (1)$$

طول لوله چگالنده، بازده و ضریب عملکرد رفتارهای متفاوت و غیریکنواختی دارد. در سال‌های اخیر افرادی هم به بررسی اثر اضافه کردن نانولوله‌های کربنی بر انتقال حرارت و خواص ترموفیزیکی ماده حاصل پرداخته‌اند [۱۱-۱۳].

با مطالعه پژوهش‌های انجام شده روی پمپ‌های حرارتی خورشیدی مشخص می‌شود که علیرغم وجود فعالیت‌های آزمایشگاهی و عددی مختلف انجام شده روی این موضوع، نتایج مختلفی به دست آمده است و در مورد تأثیر عوامل مختلف در انتقال حرارت و آگزرژی نتیجه‌گیری یکسانی وجود ندارد. در این مطالعه، برای اولین بار به بررسی اثر طول، قطر و تعداد دور حلقه مارپیچی لوله چگالنده، استفاده از نانولوله کربنی در ساختار لوله مسی چگالنده و همچنین استفاده از نانولوله کربنی در سیال مبرد، پرداخته شده و میزان انتقال حرارت و آگزرژی پمپ حرارتی خورشیدی با استفاده از شبیه‌سازی عددی محاسبه شده است. سپس با توجه به نتایج به دست آمده، با استفاده از الگوریتم ژنتیک، مناسب‌ترین طول و ارتفاع برای لوله چگالنده و غلظت مناسب برای ترکیب نانولوله کربنی در هر دو حالت چگالنده با قطر ثابت و چگالنده با قطر متغیر، به دست آمده است.

۲- شبیه‌سازی عددی

هندسه و مشخصات سیال چگالنده پمپ حرارتی مورد استفاده در این مطالعه، منطبق بر هندسه مورد تحلیل دای ولی است [۱۴]. مخزن آن دارای حجم ۸۰ Lit، قطر ۰/۳۸ m و ارتفاع ۱/۱۵ m است. دو نوع چگالنده درون مخزن مورد بررسی قرار گرفت. یکی چگالنده‌ای که در تمام ارتفاع مخزن دارای قطر ثابت است و دیگری چگالنده‌ای که با ارتفاع مخزن، قطر آن تغییر می‌کند. ابعاد هندسی مخزن و چگالنده‌های مورد بررسی در جدول ۱ بیان شده است. شکل شماتیکی چگالنده قطر ثابت و مخزن در شکل ۱ نمایش داده شده است.

جهت شبکه‌بندی میدان حل از شبکه بی‌سازمان استفاده شده است. به دلیل وجود انحنا و شکل غیریکنواخت نواحی اطراف چگالنده، جهت شبکه‌بندی نواحی در نزدیکی آن، از المان‌های بسیار کوچک استفاده

$$q(t) = -0.0008t^3 + 0.1187t^2 - 11.295t + 4376.4 \quad (۴)$$

که در معادله بالا زمان بر حسب دقیقه می باشد.

۳- پارامترهای شبیه سازی

مقدار طول لوله چگالنده و قطر هر دور لوله چگالنده در حالی که شار حرارتی اعمال شده ثابت است، مورد مطالعه قرار گرفته تا اثر آن بر میزان انتقال حرارت به آب درون مخزن، مشخص شود. قطرهای ۰/۱۳، ۰/۱۶ و ۰/۱۹ m با تعداد دورهای ۴۵، ۳۶ و ۳۰ دور مدلسازی شد تا طول لوله چگالنده ثابت بماند. در حالت قطر متغیر نیز سه چگالنده با دورهای ۲۴، ۲۶ و ۲۸ دور و به ترتیب قطرهای حداقلی ۰/۰۷، ۰/۱ و ۰/۱۳ m و حداکثری ۰/۳۴، ۰/۳۵ و ۰/۳۶ m، در نظر گرفته شد. از آنجا که در این مرحله مدل سازی، طول لوله چگالنده ۱۹ m و ثابت فرض شده است، در نتیجه تغییر قطر حلقه ها لوله باعث تغییر تعداد دورها می شود.

با ثابت در نظر گرفتن گام چرخشی لوله ها و ثابت بودن قطر حلقه، تغییر طول کل لوله چگالنده باعث تغییر تعداد چرخش های حلقه درون مخزن می شود. طول لوله چگالنده بر مقدار انتقال حرارت مؤثر بوده و لذا در تحقیق حاضر سه طول لوله ۱۵، ۱۹ و ۲۳ m مورد بررسی قرار گرفته است. این طول لوله ها در حالت چگالنده با قطر ثابت به ترتیب منجر به ایجاد ۳۰، ۳۶ و ۴۴ دور چرخش و در حالت چگالنده با قطر متغیر باعث ایجاد ۲۱، ۲۶ و ۳۲ دور چرخش خواهند کرد. مشخصات مخزن در سایر شبیه سازی ها مشابه خواهد بود.

با اضافه کردن نانولوله کربنی به مبردها، اثر استفاده از آن برای افزایش انتقال حرارت مورد مطالعه قرار گرفته شد. در این مطالعه از نانولوله های کربنی برای بهبود انتقال حرارت مبرد R-134 استفاده شد. با افزودن یک درصد از نانولوله کربنی به مبرد، مقدار انتقال حرارت به طور متوسط حدود ۳۶ درصد افزایش پیدا خواهد کرد [۱۸]. لذا تغییرات زمانی شار وارد شده به مخزن آب برای غلظت ۰/۱۵٪ و ۰/۱٪ به صورت زیر به دست می آید:

$$q(t) = -0.00094t^3 + 0.14006t^2 - 13.328t + 5162.15 \quad (۵)$$

$$q(t) = -0.00108t^3 + 0.1614t^2 - 15.361t + 5952.17 \quad (۶)$$

همچنین اثر افزودن غلظت های مختلف نانولوله های کربنی بر مس در حالت جامد و مذاب مورد بررسی قرار گرفت.

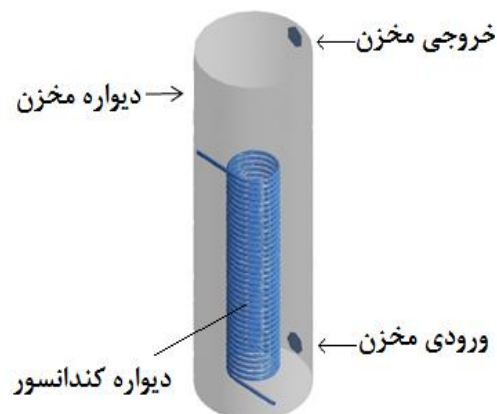
که در آن، Ra_w نشان دهنده مقدار عدد رایلی برای آب است و از رابطه (۲) به دست می آید.

$$Ra_w = \frac{g\beta(\Delta T)_w d_c^3}{\nu_w \alpha_w} \quad (۲)$$

در رابطه بالا β ، ν_w ، α_w ، ΔT_w و d_c به ترتیب نشان دهنده ضریب انبساط گرمایی آب، لزجت سینماتیکی آب، ضریب نفوذ گرمایی آب، تفاوت دمای آب در مخزن و قطر چگالنده است. در محاسبه اگزرژی بازیابی شده به وسیله انتقال حرارت جریان آب در مخزن، از رابطه زیر استفاده می شود [۱۷]:

$$\dot{E}x_{recov.} = \dot{m}C_p [(T_{out} - T_{in}) - T_{ref} \ln(T_{out} / T_{in})] \quad (۳)$$

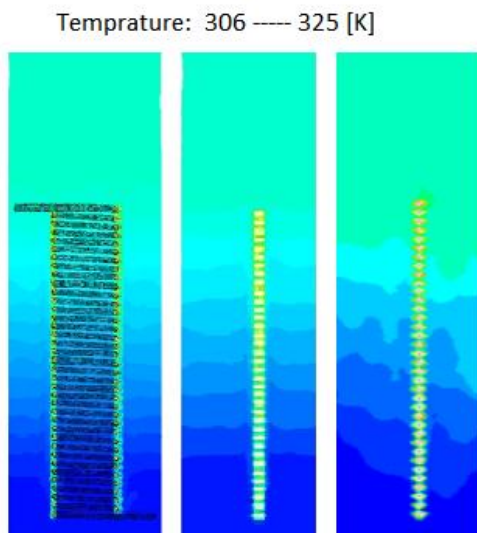
روش حل عددی، حجم محدود، ناپایا و جریان آرام است. شتاب گرانش در جهت عمود بر قرار گرفتن چگالنده در مخزن به مقدار ۹/۸۱ m/s/s در نظر گرفته شد. شرایط مرزی استفاده شده در محل های مشخص شده در شکل ۱ به شرح زیر هستند.



شکل (۱): شرایط مرزی اعمال شده بر مخزن آب.

در ورودی مخزن در هر دو مدل دوبعدی و سه بعدی، شرط مرزی ورودی سرعت با پروفیل یکنواخت و دبی آب ورودی برابر ۶/۵ Lit/min در نظر گرفته شده است. همچنین مقدار دمای آب ورودی برابر با ۱۵°C بود. شرط مرزی خروجی از نوع فشار اعمال شده است. دیواره خارجی مخزن آب که در تماس با محیط است به صورت آدیاباتیک و بدون لغزش مدل شده است. مقدار گرمای انتقال داده شده به آب مخزن، از بخار سوپر هیت مبرد داخل لوله های مسی چگالنده، به فرم معادله ناپای زیر محاسبه شده است [۱۴].

حاضر در دو حالت سه بعدی و دوبعدی برای مخزن دارای چگالنده با قطر ثابت مقایسه شده‌اند که در شکل ۴ نشان داده شده است و هم عدد ناسلت محاسبه شده با نتایج مرجع مقایسه شده است که در جدول ۴ ارائه شده است.



شکل (۴): توزیع دما در دقیقه ۹۰ برای مخزن دارای چگالنده با قطر ثابت. (سمت راست) کار دای و لی [۱۴]، (وسط) مدل سازی دوبعدی حاضر، (سمت چپ) مدل سازی سه بعدی حاضر.

مقایسه توزیع دمای به دست آمده از شبیه سازی های عددی دوبعدی و سه بعدی حاضر با نتایج ارائه شده از کار دای و لی نشان می دهد که توزیع دمای شبیه سازی عددی حاضر، تطابق خوبی با نتایج مرجع دارد.

جدول (۴): مقایسه عدد ناسلت برای مدل های دوبعدی و سه بعدی برای مخزن دارای کندانسور قطر ثابت با نتایج مطالعه دای و لی [۱۴].

تعداد شبکه	مقدار عدد ناسلت	زمان محاسبات (ساعت)
مطالعه دای و لی	۲۰/۱	--
شبیه سازی دوبعدی	۱۹/۳	۲/۵
شبیه سازی سه بعدی	۱۹/۶	۲۱

با توجه به مقایسه عدد ناسلت محاسبه شده با نتایج مرجع، مشخص است که شبیه سازی دوبعدی و سه بعدی انجام شده در این پژوهش با خطای کمتر از ۵٪ با نتایج مطالعه دای و لی تطابق دارند. با توجه به زمان محاسبات ده برابری حالت شبیه سازی سه بعدی نسبت به شبیه سازی دوبعدی می توان گفت از آنجایی که شبیه سازی دوبعدی

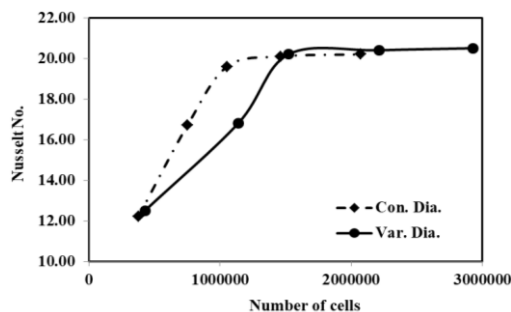
مقدار ضریب رسانش لوله مسی با اضافه کردن غلظت های مختلف نانولوله کربنی در جدول ۳ نشان داده شده است.

جدول (۳): مقدار تغییرات در ضریب هدایتی حالت جامد مس در غلظت های مختلف نانولوله کربنی [۱۹].

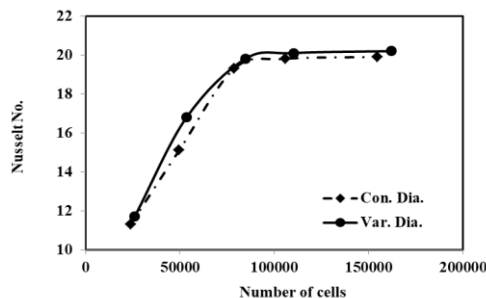
معیار سنجش	ضریب هدایتی
غلظت ٪۰	۳۷۵
غلظت ٪۱	۳۳۹
غلظت ٪۳	۲۷۲

۴- بررسی شبکه و اعتبار سازی حل عددی

به منظور بررسی استقلال نتایج نسبت به تعداد المان ها و دست یافتن به تعداد المان بهینه، در حالت های سه بعدی و دوبعدی ۵ شبکه با تعداد المان های مختلف ایجاد شد. بررسی تغییرات عدد ناسلت برای شبکه های مختلف در شرایط یکسان (شکل ۲ و ۳) نشان داد تعداد المان های شبکه بهینه برای حالت سه بعدی با چگالنده قطر ثابت و متغیر با توجه به درصد تغییرات به ترتیب برابر ۱۰۵۵۷۰۸ و ۱۵۲۲۵۳۱ است. این در حالی است که تعداد المان های شبکه بهینه برای حالت دوبعدی با چگالنده قطر ثابت و متغیر با توجه به درصد تغییرات به ترتیب برابر ۷۸۸۶۴ و ۸۴۶۴۸ است.



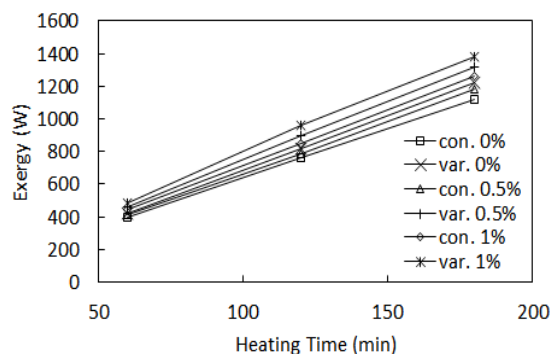
شکل (۲): مدل سه بعدی.



شکل (۳): مدل دوبعدی.

برای اعتبار سازی روش عددی حاضر، هم توزیع دمای دقیقه ۹۰، از کار دای و لی [۱۴] و نیز شبیه سازی عددی

تغییر آگرژی در طی زمان‌های مختلف گرمایش در اثر افزودن نانولوله‌های کربنی به مبرد در شکل ۶ نشان داده شده است. مقدار آگرژی آب مخزن نیز مطابق با شکل ۶ با افزودن نانولوله کربنی به مبرد و افزایش شار حرارتی اعمال شده، بین ۹ تا ۱۳ درصد افزایش پیدا می‌کند.



شکل (۶): تغییرات زمانی آگرژی در هر دو چگالنده قطر ثابت و متغیر در غلظت‌های ۰٪، ۰٫۵٪ و ۱٪ نانولوله کربنی درون مبرد.

۵-۲- اثر افزودن نانولوله کربنی به ساختار چگالنده

به منظور بررسی مقدار تغییر ضریب هدایت لوله مسی با اضافه کردن نانولوله کربنی از کار والت و همکاران [۱۹] استفاده شد. اثر اضافه کردن غلظت‌های یک و سه درصد نانولوله کربنی در مس جامد بررسی شد که در هر مورد خواص دیواره لوله، طبق جدول ۳ باید اصلاح می‌شد. تغییرات عدد ناسلت جریان آب با گذشت زمان برای غلظت‌های مختلف نانو لوله کربنی درون مبرد برای چگالنده با قطر ثابت و متغیر در شکل ۷ نشان داده شده است.

شکل ۷ نشان می‌دهد که میزان انتقال حرارت منتقل شده به مخزن با افزایش غلظت نانولوله کربنی در دیواره لوله مسی چگالنده در هر دو حالت چگالنده با قطر ثابت و متغیر، کاهش قابل توجهی دارد. این کاهش عدد ناسلت در حالت چگالنده با قطر ثابت حداکثر ۸ درصد و در حالت چگالنده با قطر متغیر حداکثر ۹/۵ درصد است. دلیل آن، کاهش دمای میانگین آب مخزن است که نشان‌دهنده کاهش انتقال حرارت و در نتیجه کاهش عدد ناسلت جریان است.

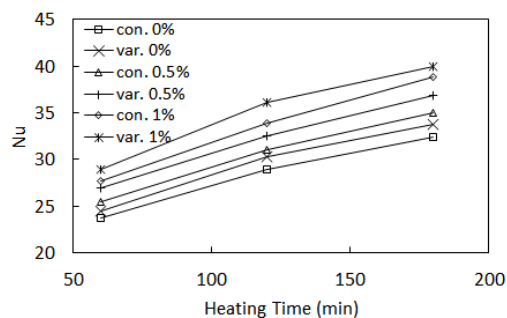
زمان محاسبات کمتر و دقت مناسبی دارد، نسبت به شبیه‌سازی سه‌بعدی ارجحیت دارد. به همین دلیل در ادامه این مطالعه از شبیه‌سازی دوبعدی استفاده خواهد شد و اثر تغییرات پارامترهای هندسی و افزودن نانولوله کربنی به مبرد و ساختار چگالنده در شبیه‌سازی‌های دوبعدی بررسی خواهد شد.

۵- روش حل

در این قسمت تأثیر استفاده از نانولوله‌ها و تغییر در طول و قطر چگالنده بر پارامترهای ترمودینامیکی عدد ناسلت و آگرژی مورد بررسی قرار گرفته است.

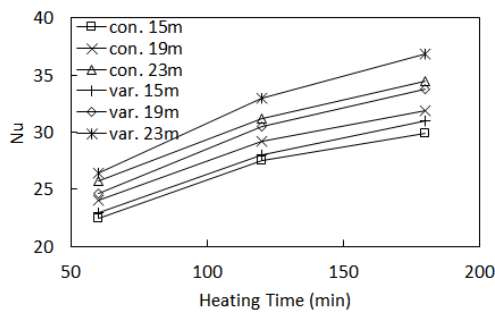
۵-۱- اثر استفاده از نانولوله کربنی در مبرد

شکل ۵ تغییرات زمانی عدد ناسلت جریان آب برای غلظت‌های مختلف نانولوله کربنی درون مبرد سوپریت برای هر دو نوع چگالنده با قطر ثابت و متغیر را نشان می‌دهد که در آن معادله شار حرارتی برای غلظت‌های مختلف نانولوله اصلاح شده است.



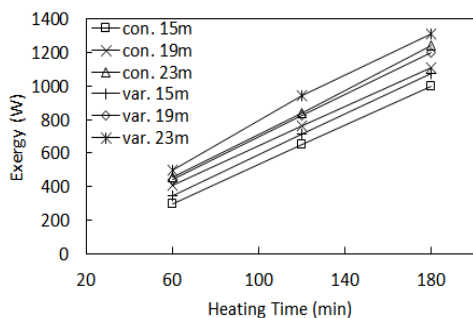
شکل (۵): تغییرات زمانی عدد ناسلت در هر دو چگالنده قطر ثابت و متغیر در غلظت‌های مختلف نانولوله کربنی درون مبرد.

با توجه به شکل ۵ مشخص است که با افزایش غلظت نانولوله کربنی در هر دو حالت چگالنده با قطر ثابت و متغیر، مقدار عدد ناسلت افزایش پیدا می‌کند. این موضوع به دلیل افزایش اختلاف دمای آب ورودی به مخزن و خروجی از آن اتفاق می‌افتد. این افزایش عدد ناسلت برای چگالنده با قطر ثابت در بهترین حالت بین ۱۶ تا ۱۹ درصد و برای چگالنده با قطر متغیر بین ۱۷ تا ۲۱ درصد است.



شکل (۹): تغییرات زمانی عدد ناسلت آب مخزن دارای چگالنده با قطر ثابت و متغیر نسبت به طول لوله.

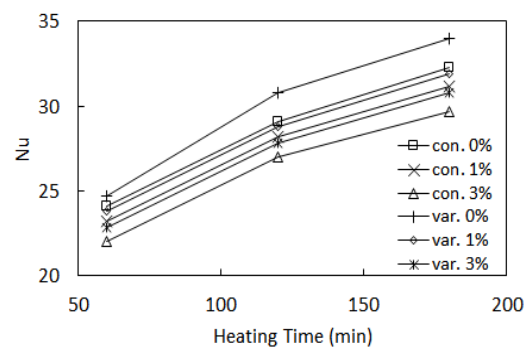
با توجه به شکل ۹ مشخص است، افزایش طول چگالنده از ۱۹ m به ۲۳ m باعث افزایش عدد ناسلت آب در هر دو حالت چگالنده قطر ثابت و متغیر خواهد شد که به ترتیب برابر با ۱۲٪ و ۱۶٪ می‌باشد و این افزایش با گذشت زمان، بیشتر خواهد شد. در مقابل کاهش طول لوله چگالنده از ۱۹ m به ۱۵ m، باعث کاهش ۱۰ و ۱۳ درصدی به ترتیب برای حالت قطر ثابت و متغیر می‌شود. مشابه تغییرات عدد ناسلت برای اگزورژی هم اتفاق افتاده که در شکل ۱۰ نشان داده شده است. با افزایش طول لوله چگالنده در هر دو حالت قطر ثابت و متغیر، اگزورژی آن نیز افزایش پیدا خواهد کرد. مقدار افزایش اگزورژی در حالت قطر ثابت حداکثر ۱۵٪ و در حالت قطر متغیر حداکثر ۱۸٪ می‌باشد. کاهش طول لوله چگالنده نیز باعث کاهش ۱۶٪ و ۱۳٪ اگزورژی به ترتیب برای چگالنده با قطر ثابت و متغیر خواهد شد که دلیل آن کاهش دمای آب درون مخزن با کاهش طول لوله چگالنده است.



شکل (۱۰): تغییرات زمانی اگزورژی نسبت به طول لوله چگالنده در هر دو حالت دارای چگالنده با قطر ثابت و متغیر.

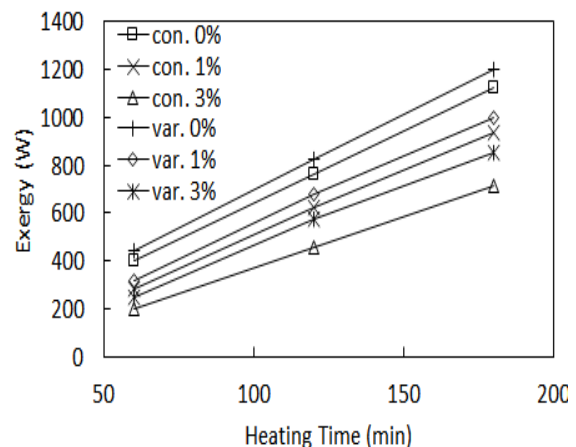
۵-۴- اثر تغییر قطر حلقه چگالنده

در بررسی اثر تغییر قطر حلقه چگالنده، طول لوله چگالنده و مقدار گرمای اعمال شده به آن ثابت فرض شده است. سه قطر حلقه با شماره‌های ۱، ۲ و ۳ در نظر گرفته شده که



شکل (۷): تغییرات زمانی عدد ناسلت در هر دو چگالنده قطر ثابت و متغیر در غلظت‌های مختلف نانولوله کربنی درون دیواره لوله مسی چگالنده.

شکل ۸ نیز تغییرات اگزورژی آب مخزن با افزودن نانولوله کربنی به دیواره لوله مسی را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است با کاهش دمای میانگین مخزن، اگزورژی آن نیز در هر دو حالت قطر ثابت و متغیر، کاهش پیدا می‌کند. مقدار کاهش در حالت قطر ثابت حداکثر ۱۴ درصد و در حالت قطر متغیر حداکثر ۱۸ درصد به دست آمده است. ضمن اینکه با افزایش زمان، مقدار کاهش اگزورژی افزایش پیدا می‌کند که به دلیل بیشتر بودن کاهش پروفیل دمایی در مخزن آب در زمان‌های طولانی‌تر است.



شکل (۸): تغییرات زمانی اگزورژی در هر دو چگالنده قطر ثابت و متغیر در غلظت‌های مختلف نانولوله کربنی درون دیواره لوله مسی چگالنده.

۵-۳- اثر تغییر طول لوله چگالنده

اثر تغییر طول لوله چگالنده با سه طول لوله ۱۵، ۱۹ و ۲۳ m بررسی شده است. نمودار تغییرات عدد ناسلت برای آب درون مخزن در هر دو حالت قطر چگالنده ثابت و متغیر در شکل ۹ نشان داده شده است.

۶- بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک

پس از بررسی میزان انتقال حرارت و انرژی برای چگالنده‌ها در حالات مختلف، با استفاده از الگوریتم ژنتیک، بهینه‌ترین حالت طوری انتخاب شده که دارای بیشترین مقدار افزایش عدد ناسلت (انتقال حرارت) و مقدار انرژی باشد. در تابع برازش الگوریتم که بین یک متغیر به عنوان متغیر وابسته و چند متغیر مستقل رابطه برقرار می‌کند، تعداد دور چگالنده، نسبت میانگین کمترین و بیشترین قطر حلقه به طول لوله چگالنده، غلظت نانولوله کربنی در مبرد، غلظت نانولوله کربنی در دیواره لوله مسی و زمان به عنوان متغیر در نظر گرفته شدند. محدوده متغیرهای به کار برده شده در دو حالت چگالنده با قطر ثابت و متغیر در جدول ۵ نمایش داده شده است.

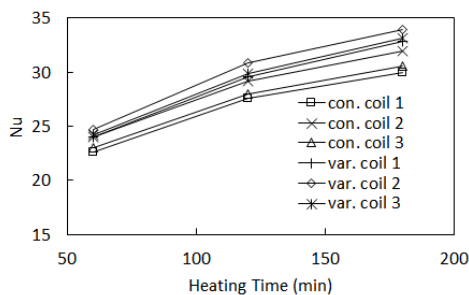
جدول (۵): محدوده متغیرهای مورد استفاده در تابع برازش.

علامت	کندانسور با قطر ثابت		کندانسور با قطر متغیر	
	کمترین	بیشترین	کمترین	بیشترین
N	۳۰	۴۴	۲۱	۳۲
D/L	۰/۰۰۷	۰/۰۱۱	۰/۰۱	۰/۰۱۵
φ_f	۰	۰/۰۱	۰	۰/۰۱
φ_s	۰	۰/۰۳	۰	۰/۰۳
t	۶۰	۱۸۰	۶۰	۱۸۰

که N تعداد دور، D/L نسبت میانگین کمترین و بیشترین قطر به طول لوله، φ_f غلظت نانولوله کربنی در مبرد، φ_s غلظت نانولوله کربنی در دیواره لوله مسی و t زمان است.

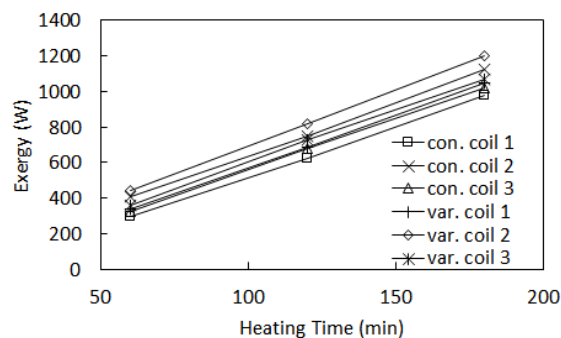
شرایط ذکر شده در جدول ۱ به‌عنوان شرایط پایه در نظر گرفته شد و افزایش انرژی و انرژی در هر حالت نسبت به آن سنجیده شد. تابع هدف در نظر گرفته شده حداکثر کردن حاصل ضرب نسبت انرژی به انرژی پایه (En_0) در نسبت انرژی به انرژی پایه (Ex_0) برای چگالنده با قطر ثابت و متغیر است. با در نظر گرفتن پارامترهای ذکر شده رگرسیون نتایج به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی‌های عددی برای چگالنده‌های مختلف انجام شد که روابط به‌دست‌آمده برای حاصل ضرب نسبت انرژی به

قطر شماره ۲ برابر با مقدار ارائه شده در جدول ۱ است. شماره ۱ با قطر کوچکتر و شماره ۳ با قطر بزرگتر مدل‌سازی شده‌اند. به منظور درک بهتر رفتار انتقال حرارت به مخزن آب، در شکل ۱۱ نمودار تغییرات عدد ناسلت و در شکل ۱۲ تغییرات انرژی آب مخزن در زمان‌های مختلف برای چگالنده‌های قطر ثابت و متغیر نشان داده شده است.



شکل (۱۱): تغییرات زمانی عدد ناسلت با تغییر قطر در هر دو حالت دارای چگالنده با قطر ثابت و متغیر.

شکل ۱۱ نشان می‌دهد که افزایش و یا کاهش قطر چگالنده از مقدار قطر شماره ۲، چه در حالت قطر ثابت و چه در حالت قطر متغیر، باعث کاهش عدد ناسلت آب خواهد شد. این مقدار کاهش در حالت قطر ثابت بین ۶ تا ۱۰ درصد و در حالت قطر متغیر به دلیل کاهش کمتر دمای میانگین آب بین ۴ تا ۷ درصد است. انرژی آب مخزن دارای حلقه شماره ۲، در حالت قطر ثابت بین ۸ تا ۱۶ درصد و در حالت قطر متغیر نیز بین ۶ تا ۱۳ درصد بیشتر از بقیه چگالنده‌ها است.



شکل (۱۲): تغییرات زمانی انرژی آب مخزن با تغییر قطر در هر دو حالت دارای چگالنده با قطر ثابت و متغیر.

از شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نتیجه می‌شود که با تغییر قطر حلقه‌های مارپیچی چگالنده، قطر مخزن نیز باید تغییر کند تا انتقال حرارت، کاهش پیدا نکند.

پرداخته شد. پس از شبیه‌سازی عددی، نتایج زیر استخراج گردید.

۱- استفاده از نانولوله کربنی در میرد موجب ورود گرمای بیشتری به آب مخزن شده و در نتیجه عدد ناسلت و اکزرژی افزایش می‌یابد که در طول زمان روند افزایشی خود را ادامه می‌دهد.

۲- استفاده از نانولوله کربنی با غلظت‌های مختلف در ساختار لوله مسی چگالنده نشان داد که اضافه کردن نانولوله کربنی به مس، همواره باعث کاهش ضریب هدایت و در نتیجه مقدار گرمای وارد شده به آب مخزن می‌شود.

۳- تغییر طول چگالنده نشان داد که استفاده از چگالنده با طول لوله کمتر موجب کاهش دمای میانگین مخزن و در نتیجه کاهش عدد ناسلت خواهد شد. در مقابل استفاده از چگالنده با طول لوله بیشتر سبب افزایش عدد ناسلت می‌شود که این موضوع به دلیل افزایش سطح جانبی حلقه چگالنده به عنوان سطح مؤثر در انتقال حرارت است.

۴- تغییر قطر چگالنده باعث تغییر حجم آب محبوس در فضای بین چگالنده و دیواره مخزن شده و از مقدار بهینه خود تغییر کرده که موجب کاهش عدد ناسلت و اکزرژی می‌شود.

۸- مراجع

- Sporn, P., Ambrose, E., "The Heat Pump and Solar Energy", Proc of the World Symp. on Applied Solar Energy Phoenix, US, 1955.
- Morrison, G., "Simulation of Packaged Solar Heat-Pump Water Heaters", J. Sol. Energy, Vol. 53, No. 3, pp. 249-257, 1994.
- Azarkish, H., Behzadmehr, A., Hosseini Soruri, S., "Investigation on The Use of Different Refrigerant in the Solar Heat Pump to Warm a Residential House", 18th annual Conf. Mech. Eng. Sharif University of Technology, 1389. [In Persian]
- Mesgari, S., Hjerrild, N., Arandiyan, H., Taylor, P.A., "Carbon nanotube heat transfer fluid for solar radiant heating of buildings", J of Energy and Building, Vol. 175, No. 15, pp. 11-16, 2018.
- Cervantes, J. G., Torres Reyes, E., "Experiments on a Solar-Assisted Heat Pump and an Exergy Analysis of the System", J. Appl. Therm. Eng., Vol. 22, No. 12, pp. 1289-1297, 2002.

انرژی پایه در نسبت اکزرژی به اکزرژی پایه برای حالت‌های چگالنده با قطر ثابت و متغیر به ترتیب در روابط ۷ و ۸ آمده است:

$$\frac{En}{En_0} \times \frac{Ex}{Ex_0} = 0.00071(D/L)^{0.5438} N^{1.1533} t^{1.3724} \quad (7)$$

$$\times (2 \times 10^{15})^{\phi_f} (1.2 \times 10^{-12})^{\phi_s}$$

$$\frac{En}{En_0} \times \frac{Ex}{Ex_0} = 0.00078(D/L)^{0.5522} N^{1.1836} t^{1.3931} \quad (8)$$

$$\times (3.14 \times 10^{16})^{\phi_f} (1.54 \times 10^{-8})^{\phi_s}$$

از روابط (۷) و (۸) به منظور نوشتن توابع مورد نیاز در بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک استفاده شد. بعد از پیاده‌سازی الگوریتم ژنتیک در نرم‌افزار متلب، مقادیر بهینه پارامترهای هندسی و جریان طبق جدول ۶ به دست آمد.

جدول (۶): نتایج بهینه‌سازی با استفاده از الگوریتم ژنتیک.

علامت	کندانسور با قطر ثابت	کندانسور با قطر متغیر
	مقدار بهینه	مقدار بهینه
N	۴۵	۳۲
D/L	۰/۰۱	۰/۰۱۵
Φ_f	۰/۰۱	۰/۰۱
Φ_s	۰	۰
t	۱۸۰	۱۸۰

نتایج جدول ۶ نشان می‌دهد که در حالت چگالنده با قطر ثابت، تعداد دور چگالنده بهینه ۴۵، نسبت قطر به طول بهینه برابر ۰/۰۱، غلظت بهینه نانولوله کربنی در میرد ۱ درصد، غلظت بهینه نانولوله کربنی در دیواره لوله مسی صفر درصد و زمان بهینه ۱۸۰ دقیقه است؛ اما در حالت چگالنده با قطر متغیر، تعداد دور بهینه ۳۲، نسبت قطر به طول بهینه برابر ۰/۰۱۵، غلظت بهینه نانولوله کربنی در میرد ۰/۱، غلظت بهینه نانولوله کربنی در دیواره لوله مسی صفر درصد و زمان بهینه ۱۸۰ دقیقه است.

۷- نتیجه‌گیری

در این پژوهش به بررسی اثر تغییر هندسی چگالنده، استفاده از نانولوله کربنی در میرد و در لوله چگالنده

13. Vahdat Azad, A., Vahdat Azad, N., "Application of nanofluids for the optimal design of shell and tube heat exchangers using generic algorithm", *J. Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 8, pp. 198-206, 2016.
14. Dai, N., Li, S., "Simulation and performance analysis on condenser coil in household heat pump water heater", *J. Sustain. Cities Soc.*, Vol. 36, pp. 176-184, 2018.
15. Dai, N., Li, S., "Coupling Model of Heat Pump System and Water Tank with Immersed Condenser Coil in HPWH", 4th Inter. Conf. On Build. Energy, Environ.; Melbourne, Australia, pp. 671-676, 2018.
16. Prabhajan, D. G., Rennie, T. J. and Raghavan, G. V., "Natural Convection Heat Transfers from Helical Coiled Tubes", *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 43, No. 4, pp. 359-365, 2004.
17. Jegadheeswaran, S., Pohekar, S., "Exergy Analysis of Particle Dispersed Latent Heat Thermal Storage System for Solar Water Heaters", *J. Renew. Sust. Energ. Rev.*, Vol. 2, No. 2, pp. 023105-1-17, 2010.
18. Park, K. J., Jung, D., "Boiling Heat Transfer Enhancement with Carbon Nanotubes for Refrigerants Used in Building Air-Conditioning", *J. Energ. Buildings.*, Vol. 39, No. 9, pp. 1061-1064, 2007.
19. Vallet, G. M., Dunand, M. and Silvain, J. F., "Influence of Carbon Nanotubes Dispersion on Thermal Properties of Copper-Carbon Nanotubes (CNTs) Composite Materials", *Univers. J. Mater. Sci.*, Vol. 3, No. 4, pp. 55-61, 2015.
6. Badescu, V., "First and Second Law Analysis of a Solar Assisted Heat Pump Based Heating System", *J. Energ Convers Manage.*, Vol. 43, No. 18, pp. 2539-2552, 2002.
7. Dikici, A., Akbulut, A., "Performance Characteristics and Energy-Exergy Analysis of Solar-Assisted Heat Pump System", *J. Build Environ.*, Vol. 43, No. 11, pp. 1961-1972, 2008.
8. Stritih, U., Zavrl, E., Paksoy, H.O., "Energy analysis and carbon saving potential of a complex heating system with solar assisted heat pump and phase change material (PCM) thermal storage in different climatic condition", *Euro. J. Sustain. Dev. Res.*, Vol. 3, o. 1, pp. 1/17-17/17, 2019.
9. Moreno Rodriguez, A., Garcia Hernando, N., González-Gil, A. and Izquierdo, M., "Experimental Validation of a Theoretical Model for a Direct-Expansion Solar-Assisted Heat Pump Applied to Heating", *Energ J.*, Vol. 60, No. 1, pp. 242-253, 2013.
10. Zhang, D., Wu, Q., Li, J. and Kong, X., "Effects of Refrigerant Charge and Structural Parameters on the Performance of a Direct-Expansion Solar-Assisted Heat Pump System", *J. Appl. Therm. Eng.*, Vol. 73, No. 1, pp. 522-528, 2014.
11. Mastronardo, E., Milone, C., "Thermochemical performance of carbon nanotubes based hybrid materials for MgO/H₂O/Mg(OH)₂ chemical heat pumps", *J. Appl. Energy*, Vol. 181, No. 1, pp. 232-243, 2016.
12. Palanisamy, K., Kumar, P.C.M., "Experimental investigation on convective heat transfer and pressure drop of cone helically coiled tube heat exchanger using carbon nanotubes/water nanofluids", *J. Helion*, Vol. 5, No. 5, e1707, 2019.