

SID



سرویس های ویژه



سرویس ترجمه تخصصی



کارگاه های آموزشی



بلاگ مرکز اطلاعات علمی



سامانه ویراستاری STES



فیلم های آموزشی

کارگاه های آموزشی مرکز اطلاعات علمی



مقاله نویسی علوم انسانی
تربیه آموزشی

مقاله نویسی علوم انسانی



اصول تنظیم قراردادها
تربیه آموزشی

اصول تنظیم قراردادها



آموزش مهارت های کاربردی در تدوین و چاپ مقاله
تربیه آموزشی

آموزش مهارت های کاربردی در تدوین و چاپ مقاله

بررسی عملکرد مبدل پوسته-لوله ای با لوله های مارپیچ عمودی و افقی با استفاده از روش های عددی و تجربی - بخش دوم: بررسی تغییرات دمای سیال داخل پوسته

الهه نشاط اسفهلانی^۱، سیامک حسین پور^۲

^۱ دانشجوی دکتری مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، e_neshat@sut.ac.ir

^۲ دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، hossainpour@sut.ac.ir

چکیده

لوله های مارپیچ به دلیل داشتن سطح جانبی بزرگتر نسبت به لوله های ساده حرارت بیشتری را انتقال می دهند و به همین دلیل در صنعت و به ویژه در صنایع شیمیایی بیشتر مورد استفاده قرار می گیرند. در مطالعه حاضر از این لوله ها برای کاهش دمای سیال ساکن موجود در یک مخزن استفاده می شود. هدف از این مطالعه محاسبه تغییرات دمایی سیال داخل مخزن و ارائه رابطه ای جهت محاسبه دمای لحظه ای آن است. برای نیل به این هدف از ۴ لوله مارپیچ با هندسه های مختلف استفاده شده است. لوله ها هم بصورت عمودی و هم بصورت افقی در داخل مخزن قرار گرفته و با سنجش دمای سیال داخل مخزن در زمان های مختلف، تلاش شده است روابطی دقیق برای محاسبه دمای سیال داخل مخزن ارائه گردد. مطالعه با استفاده از هر دو روش تجربی و عددی صورت پذیرفته و نتایج به دست آمده نشان می دهد که نتایج حاصل از شبیه سازی با نتایج حاصل از آزمایشگاه همخوانی مطلوبی دارد. از دیگر نتایج کسب شده دیگر می توان به وابستگی دمای سیال داخل مخزن به هندسه لوله مارپیچ و دبی سیال داخل لوله اشاره نمود.

کلمات کلیدی

مبدل حرارتی پوسته و لوله ای، لوله مارپیچ، عدد ناسلت، دمای بی بعد

۱. مقدمه

مبدل های لوله مارپیچ نوعی از مبدل های حرارتی هستند که در ساختمان آنها از لوله های مارپیچ به جای لوله های ساده استفاده شده است. این لوله ها به دلیل داشتن سطح جانبی وسیعتر نسبت به لوله های ساده، نسبت به این لوله های حرارت بیشتری را از خود عبور داده و به همین دلیل در صنعت و به ویژه در صنایع شیمیایی، دارویی و بازیافت حرارتی بیشتر مورد استفاده قرار می گیرند [۱-۳].

به دلیل کاربرد وسیع این لوله ها در صنعت، حجم وسیعی از مطالعات نیز درباره این لوله ها صورت گرفته است که عموماً به بررسی تغییرات عدد ناسلت سطح داخلی این لوله ها و در شرایط جابجایی اجباری پرداخته اند و تعداد اندکی از مطالعات وجود دارد که در زمینه بررسی عدد ناسلت سطح بیرونی این لوله ها تحت شرایط جابجایی آزاد انجام شده باشند. همچنین مطالعه ای که بتوان با استفاده از آن دمای سیال مجاور این لوله ها را پیش بینی نمود وجود ندارد. از جمله این مطالعات می توان به مطالعه انجام یافته توسط سامونلز و تاربل در سال ۱۹۷۳ اشاره نمود. این مطالعه، اولین مطالعه منتشر شده ای است که با استفاده از روش عددی به بحث پیرامون انتقال حرارت لوله های مارپیچ می پردازد. در این مطالعه برای اولین بار سامونلز و تاربل با استفاده از روش های عددی معادلات انرژی، مومنتوم و پیوستگی را برای لوله های مارپیچی حل نموده و ضریب انتقال حرارت سطح داخلی این لوله ها را در شرایط جابجایی اجباری و پایا مورد مطالعه قرار دادند. نتایج به دست آمده از این مطالعه همخوانی مطلوبی با نتایج تجربی موجود در ادبیات فن داشت [۴].

در سال ۱۹۹۴ علی مطالعه ای بر روی مبدل های حرارتی لوله مارپیچ انجام داده و به بررسی تغییرات عدد ناسلت سطح خارجی این لوله ها در حالت جابجایی آزاد پایا و تحت شرط مرزی شار حرارتی ثابت پرداخت. از نتایج مهم این مطالعه می توان به وجود رابطه ای بین عدد ناسلت و عدد رایلی اشاره نمود [۵].

به دلیل عدم وجود سیستم های پردازشگر ارزان و سریع تقریباً هیچ مطالعه عددی درخوری بر روی لوله های مارپیچ تا سال ۱۹۹۵ صورت نگرفت. در این سال یانگ و همکارانش در طی یک تحقیق جامع و ارزشمند به شبیه سازی این لوله ها پرداخته و تاثیر اعداد دین و پراندل و نیز گام منحنی مارپیچ را بر روی این لوله ها مورد بررسی قرار دادند. شرایط مرزی به کار رفته برای دیواره لوله، شرط مرزی شار حرارتی ثابت و شرط مرزی دما ثابت بود. یانگ و همکارانش نیز همانند اغلب مطالعات پیشین انجام شده تا آن زمان به بررسی تغییرات ضریب انتقال حرارت دیواره داخلی لوله تحت شرایط مرزی ذکر شده و به صورت پایا پرداختند [۶].

در سال ۱۹۹۶ ژین و عبادین نیز به انجام آزمایش هایی برای محاسبه عدد ناسلت دیواره خارجی لوله های مارپیچ در مجاورت هوا پرداختند. در آزمایش های انجام یافته توسط این دو محقق جریان سیال داخل لوله، آرام بود. در این آزمایش ها از سه هندسه مختلف برای لوله های مارپیچ استفاده شد و نتایج به دست آمده نشان می داد که اعداد ناسلت محاسبه شده برای لوله های عمودی با اعداد ناسلت محاسبه شده برای لوله های افقی در شرایط یکسان تفاوت چشمگیری دارند [۷].

در سال ۱۹۹۷ علی آزمایش هایی را بر روی لوله های مارپیچ افقی که هوا در حالت آرام در آن ها جریان داشته و دیواره ها تحت شار های مختلف گرمایی قرار گرفته بودند، انجام داد. وی بیان کرد که با افزایش تعداد دورهای لوله مارپیچ مورد استفاده عدد ناسلت متوسط کاهش می یابد. همچنین با بررسی نتایج به دست آمده، رابطه ای برای به دست آوردن عدد ناسلت این لوله ها ارائه شد که مستقل از مقدار شار گرمایی وارده بوده و فقط تابعی از عدد رایلی است [۸]. وی در سال ۲۰۰۴ با استفاده از شرط مرزی شار حرارتی ثابت و استفاده از مقادیر مختلف برای شار حرارتی دیواره و نیز استفاده از لوله هایی با تعداد دورهای متفاوت یک رابطه کلی برای عدد ناسلت جابجایی آزاد دیواره بیرونی لوله های مارپیچ عمودی ارائه نمود. رابطه مذکور عدد ناسلت را به صورت تابعی از عدد رایلی نشان می داد [۹].

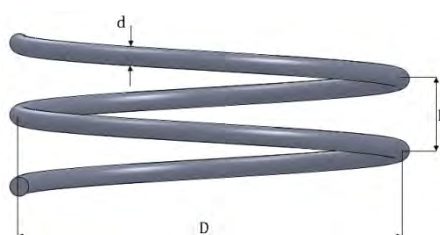
جایاکومار و همکارانش در سال ۲۰۰۸ با استفاده از نرم افزار فلونت انتقال حرارت را برای مبدل های حرارتی پوسته و لوله با لوله های مارپیچ مورد مطالعه قرار دادند. هدف از این تحقیق به دست آوردن عدد ناسلت جابجایی اجباری سطح داخلی لوله بود. در این مطالعه نیز از شرایط مرزی دما ثابت و شار حرارتی ثابت به عنوان شرط مرزی لوله استفاده شده است [۱۰].

سه ویژگی اساسی در تمامی مطالعات مذکور و نیز سایر مطالعاتی که به بررسی انتقال حرارت جابجایی آزاد این لوله ها پرداخته اند، مشاهده می شود که عبارتند از: پایا بودن انتقال حرارت و استفاده از شرط مرزی شار و یا دمای ثابت برای دیواره بیرونی لوله مارپیچ و مطالعه بر روی تغییرات عدد ناسلت. در حالیکه هدف از مطالعه حاضر بررسی تغییرات دمایی سیال ساکن مخزن در اثر عبور سیال سرد از داخل لوله مارپیچ است. این مطلب به این معنی است که میزان انتقال حرارت جابجایی آزاد ناپایای سطح خارجی لوله مارپیچ مورد مطالعه قرار گرفته شده است.

۲. روش شناسی

۲.۱. هندسه لوله مارپیچ

تصویر یک لوله مارپیچ در شکل ۱ نشان داده شده است. ویژگی های هندسی آن نیز در تصویر مشخص است. روابط ۱ و ۲ نیز بیانگر روابط موجود برای محاسبه طول کلی لوله مارپیچ و عدد رینولدز بحرانی این لوله هاست.



شکل ۱: طرح ترسیمی از یک لوله مارپیچ

$$L = N\sqrt{\pi^2 D^2 + P^2} \quad (1)$$

$$Re_{cr} = 2300(1 + 8.6(d/D)^{0.45}) \quad (2)$$

۲.۲. روش عددی مورد استفاده

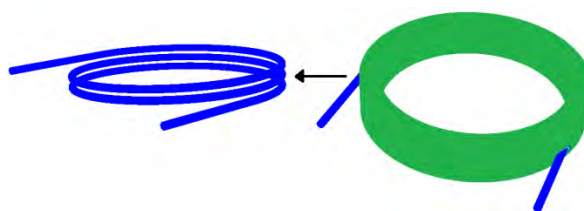
در مطالعه حاضر لوله مارپیچ در داخل مخزنی حاوی سیال گرم ساکن قرار داده شده و جریان سیال سرد بصورت پایا از داخل آن عبور داده می شود. انتقال حرارت مابین سیال سرد و گرم سبب سرد شدن سیال داخل مخزن می گردد. هر دو سیال مورد استفاده در مخزن و لوله آب می باشد. شبیه سازی هندسه و نیز شبکه بندی آن با استفاده از نرم افزار گمبیت نسخه ۲,۳,۱۶ انجام پذیرفته است. هندسه شبیه سازی شده سه بعدی بوده و شامل یک مخزن، که به دلیل کاهش حجم معادلات به شکل یک استوانه توخالی در نظر گرفته شده، و نیز یک لوله مارپیچ می باشد. دما و دبی سیال سرد ورودی به داخل لوله همواره ثابت است اما به سبب وجود سیال گرم ساکن در داخل مخزن این سیال با گذشت زمان دچار تغییرات دمایی می گردد. بدیهی است که هرگاه دمای سیال داخل مخزن به دمای سیال ورودی به لوله برسد عملکرد مبدل حرارتی مورد نظر خاتمه خواهد یافت. شکل ۲ هندسه مبدل حرارتی شبیه سازی شده را نشان می دهد. بدیهی است که با تغییر جهت نیروی جاذبه وارد بر لوله می توان لوله را بصورت عمودی و یا افقی در نظر گرفت. از ۴ لوله مارپیچ مختلف با هندسه های متفاوت برای انجام مطالعه استفاده شده است. جدول ۱ ویژگی های هندسی لوله های مورد استفاده را نشان می دهد. تعیین جزئیات شرایط مرزی و حل معادلات حاکم با استفاده از نرم افزار فلوئنت ۶,۳,۳۲ انجام یافته است. در مطالعه حاضر هر دو سیال لوله و مخزن آب بوده و از خواص متغیر با دما [۱۰] برای محاسبه خواص آب در دماهای مختلف استفاده شده است. روابط ۳-۶ نشان دهنده روابط مذکور می باشند. عدد رینولدز تمامی نمونه ها بین ۱۰۰۰۰-۱۰۰۰۰۰ می باشد. با توجه به معادله ۲ مشخص می گردد که جریان داخل لوله در تمامی نمونه ها جریان مغشوش بوده است بنابراین برای شبیه سازی بهتر مبدل از مدل اغتشاشی $k-\omega$ برای حل معادلات اغتشاش استفاده شده است.

$$\mu(T) = 2.1897 \times 10^{-11} \times T^4 - 3.055 \times 10^{-8} \times T^3 + 1.6028 \times 10^{-5} \times T^2 - 0.003752 \times T + 0.33158 \quad (3)$$

$$\rho(T) = -1.5629 \times 10^{-8} \times T^3 + 0.011778 \times T^2 - 3.0726 \times T + 1227.8 \quad (4)$$

$$k(T) = 1.5362 \times 10^{-8} \times T^3 - 2.261 \times 10^{-5} \times T^2 + 0.010879 \times T - 1.0294 \quad (5)$$

$$C_p(T) = 1.1105 \times 10^{-5} \times T^3 - 0.0031078 \times T^2 - 1.478 \times T + 4631.9 \quad (6)$$



شکل ۲: تصویری از هندسه یکی از مبدل های حرارتی شبیه سازی شده

جدول ۱ ویژگی های هندسی لوله های ماریپیچ مورد استفاده در مطالعه

لوله	d_i (mm)	D (mm)	P (mm)	N
1	12.7	250	25	4.25
2	12.7	250	25	2.5
3	12.7	219	23	4.25
4	12.7	219	23	2.5

در روش عددی مورد استفاده در این مطالعه معادلات بطور همزمان برای فضای داخل لوله و مخزن حل شده بنابراین نیازی به تعریف شرط مرزی محدود کننده و غیر واقعی برای دیواره لوله وجود ندارد.

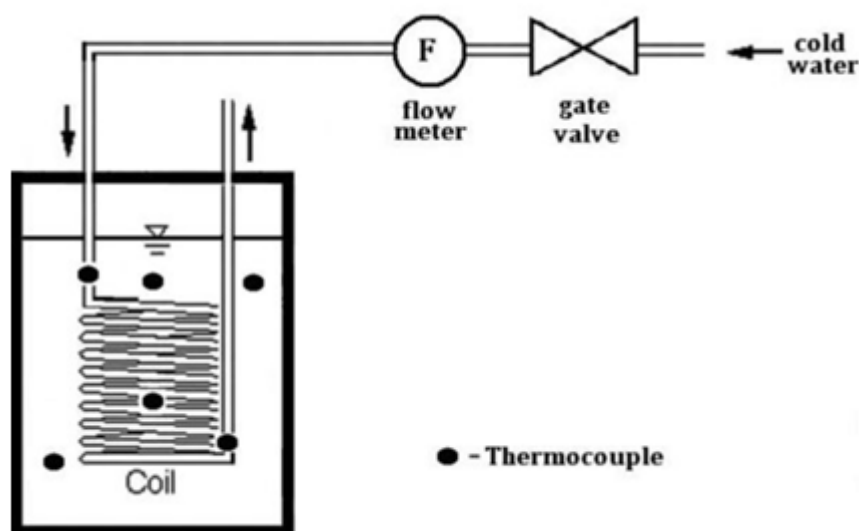
۳.۲. روش تجربی مورد استفاده

شکل ۳ تصویری نمادین از تجهیزات مورد استفاده در آزمایشگاه را نشان می دهد. برای سنجش دماهای مورد نیاز از یک ترموکوپل در ورودی لوله و از یک ترموکوپل دیگر در خروجی لوله استفاده شده است. از ۴ ترموکوپل دیگر برای سنجش دمای سیال داخل مخزن استفاده شده است. روند قرارگیری ترموکوپل ها در داخل مخزن نیز در شکل ۳ نشان داد شده است. دو عدد از ترموکوپل ها در ارتفاع پایین و دو عدد دیگر در ارتفاع بالا قرار گرفته اند. دو عدد از ترموکوپل ها در داخل فضای لوله ماریپیچ بوده و دو عدد دیگر در خارج از این فضا قرار دارند. برای اندازه گیری دمای کلی سیال داخل مخزن میانگین خطی چهار دمای اندازه گیری شده محاسبه می گردد. یک دبی سنج و یک شیر در دهانه ورودی سیال به لوله قرار گرفته است تا دبی سیال ورودی به داخل لوله را کنترل نماید. تمامی ترموکوپل های مورد استفاده از نوع E بوده و دارای دقت ۰/۱ درجه سلسیوس می باشند. ۴ لوله ماریپیچ با هندسه های متفاوت در آزمایش ها مورد استفاده قرار گرفته اند. ویژگی هندسی لوله های مورد استفاده در آزمایش ها مشابه با نمونه های به کار برده شده در روش عددی می باشد. شرایط آزمایشگاهی مورد

استفاده در جدول ۲ بیان شده اند. شرایط کارکردی مورد استفاده در حل عددی نیز مشابه با شرایط مورد استفاده در آزمایشگاه می باشد.

جدول ۲ شرایط کارکردی مورد استفاده در مطالعات عددی و تجربی

متغیر	مقدار
دمای سیال ورودی (°C)	20.8
دمای اولیه سیال داخل مخزن (°C)	40, 70
دبی سیال ورودی (lit/min)	6, 9
حجم مخزن (m ³)	0.01715, 0.02951



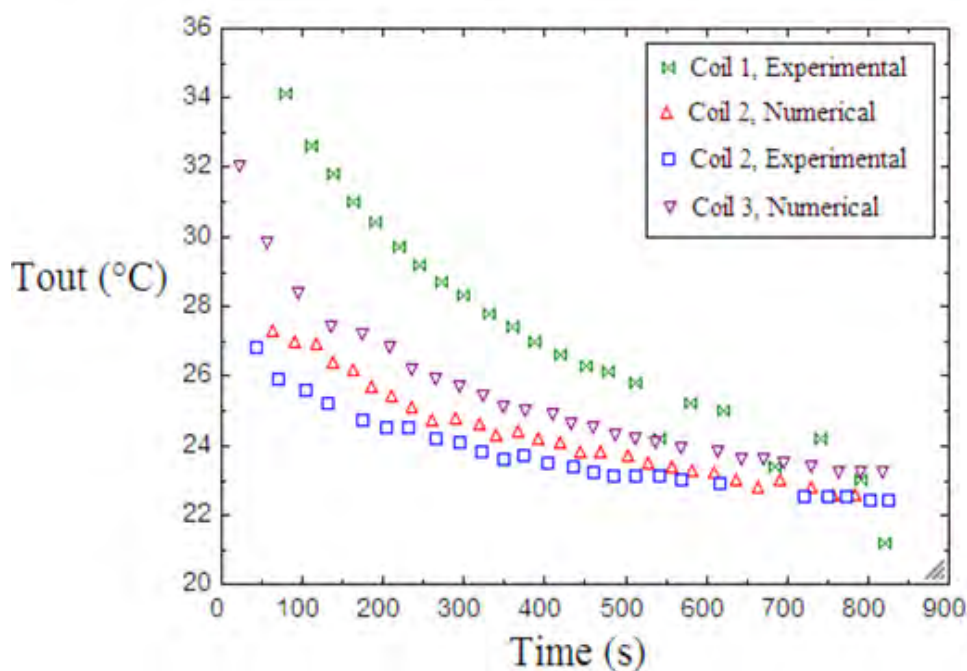
شکل ۳: تصویر شماتیک مبدل حرارتی مورد استفاده در آزمایشگاه

۳. نتایج

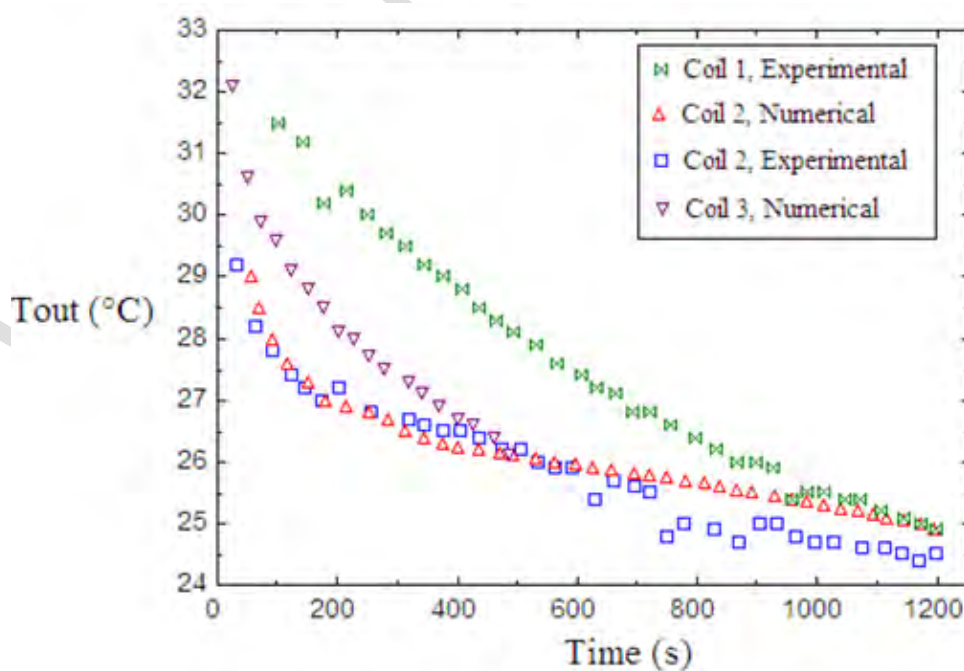
دمای متوسط سیال داخل مخزن با استفاده از روش عددی قابل محاسبه است. برای نیل به این هدف دمای تمامی گره های موجود در داخل مخزن اندازه گیری شده و متوسط حسابی آنها محاسبه می گردد. دمای سیال مخزن با استفاده از روش تجربی نیز به صورت متوسط دمای ۴ ترموکوپل موجود در داخل مخزن تعریف می شود. دمای سیال در ورودی لوله مارپیچ همواره برابر با ۲۰/۸ می باشد. چنانکه ترموکوپل نصب شده در دهانه ورودی نیز این عدد را ثبت می کند. این عدد در حل عددی به عنوان ورودی به برنامه اضافه می شود که مقدار آن برابر با ۲۰/۸ تعریف شده است. در آزمایشگاه برای اندازه گیری دمای سیال خروجی نیز در دهانه خروجی ترموکوپلی قرار داده شده که دما را ثبت می کند. در حل عددی، دمای سیال خروجی با متوسط گیری از دمای گره های موجود در دهانه خروجی به دست می آید.

با توجه به اینکه سیال گرم در داخل مخزن وجود داشته و سیال سرد از داخل لوله عبور می کند. دمای خروجی سیال داخل لوله باید بیش از دمای سیال ورودی به داخل لوله باشد. از طرفی با توجه به اینکه با گذشت زمان به دلیل سرد شدن سیال داخل مخزن، اختلاف دمای دو سیال کاهش می یابد انتظار می رود که رفته رفته سیال داخل لوله کمتر گرم شده و دمای آن در خروجی کاهش یابد. شکل ۴ دمای سیال در خروجی لوله را برای لوله های عمودی و شکل ۵ دمای سیال در خروجی لوله را برای لوله های افقی بر حسب زمان نشان می دهد. با توجه به مطالب فوق به نظر می رسد که روند کاهشی دمای سیال در خروجی روندی معقول و منطقی است. در شکل های مذکور دبی سیال ورودی ۶ لیتر بر دقیقه، دمای اولیه سیال داخل مخزن ۷۰ درجه سلسیوس و حجم مخزن ۰/۰۱۷۱۵ متر مکعب است.

نتیجه مهمی که با مشاهده شکل های ۴ و ۵ به دست می آید تفاوت دمای خروجی سیال داخل لوله برای لوله های مختلف است. همانگونه که در این شکل ها مشخص است. همواره دمای خروجی سیال لوله ۱ بزرگتر از سایر لوله ها بوده و دمای سیال لوله ۳ نیز بیش از دمای سیال لوله ۲ است. این مطلب به دلیل تفاوت در طول کلی لوله هاست. با مشاهده مجدد جدول ۱ و استفاده از رابطه ۱ مشخص می گردد که طول کلی لوله ۱ بزرگتر از لوله ۳ و طول کلی این لوله بزرگتر از لوله ۲ است. با افزایش طول کلی لوله، سطح جانبی لوله نیز افزایش یافته و حرارت انتقالی بین دو سیال افزایش می یابد. انتقال حرارت سبب افزایش دمای سیال لوله در خروجی لوله می گردد.

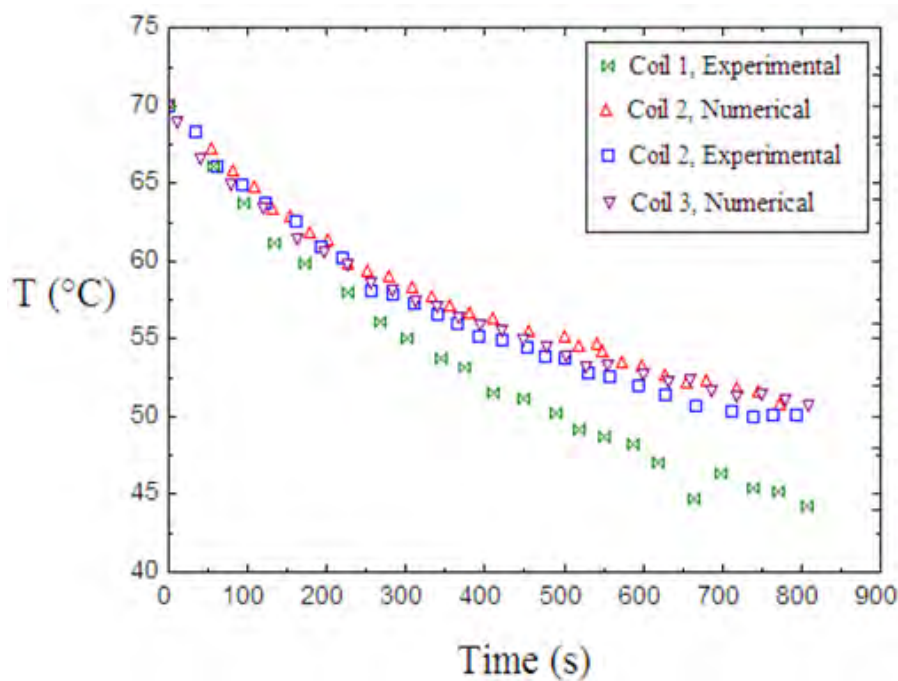


شکل ۴: دمای سیال خروجی از لوله برای لوله های عمودی

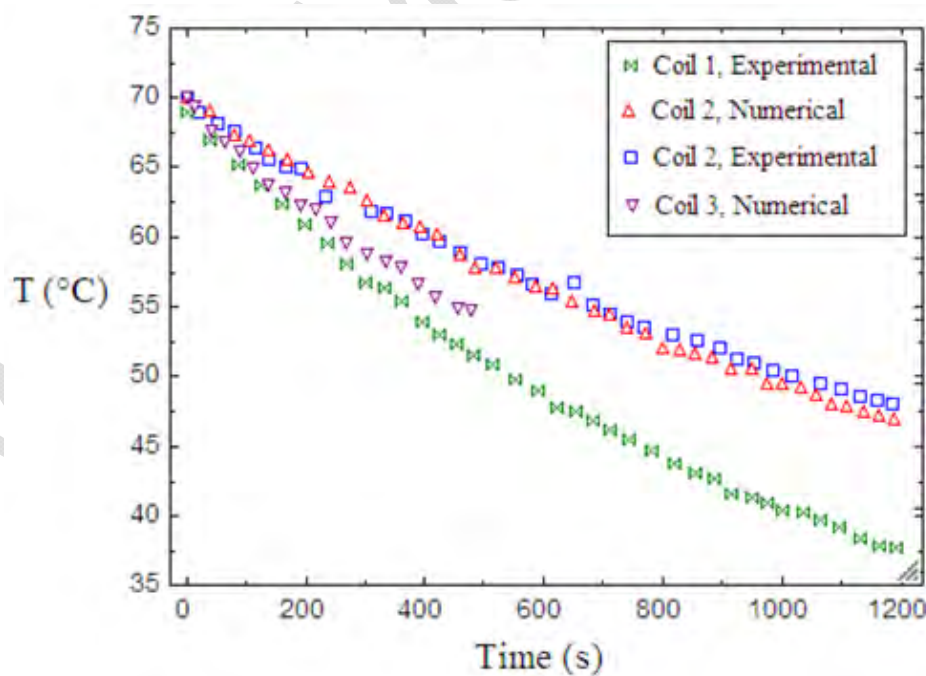


شکل ۵: دمای سیال خروجی از لوله برای لوله های افقی

شکل های ۶ و ۷ توزیع دمایی سیال داخل مخزن را برای لوله های عمودی و افقی نشان می دهند. در این شکل ها نیز همانند شکل های ۴ و ۵ دبی سیال ورودی ۶ لیتر بر دقیقه، دمای اولیه سیال داخل مخزن ۷۰ درجه سلسیوس و حجم مخزن ۰/۰۱۷۱۵ متر مکعب است.



شکل ۶: دمای سیال داخل مخزن برای لوله های عمودی



شکل ۷: دمای سیال داخل مخزن برای لوله های افقی

با مشاهده شکل های ۶ و ۷ مشخص می گردد که دمای سیال داخل مخزن با افزایش زمان کاهش یافته است که البته امری بدیهی است. همچنین در این شکل ها مشخص است که لوله هایی با طول بیشتر به دلیل داشتن سطح جانبی بزرگتر و انتقال حرارت بیشتر دمای سیال داخل مخزن را بیشتر کاهش داده اند.

جهت ارائه رابطه ای برای محاسبه دمای سیال داخل مخزن از نرم افزار آماری SPSS نسخه ۱۷ استفاده شده است. در این نرم افزار از آزمون های آماری ANOVA برای یافتن ارتباط معنی دار بین متغیر های مختلف استفاده شده است. نتایج حاصل از آزمون های آماری نشان می دهد که دمای سیال مخزن در هر لحظه دارای ارتباط معنی داری با دمای سیال خروجی، دبی جرم ورودی، طول کلی لوله و قطر داخلی لوله مورد استفاده، می باشد. بنابراین با استفاده از منحنی خورانی داده های عددی روابط ۷-۱۱ برای محاسبه دمای سیال داخل مخزن استفاده شده است. در ابتدا با استفاده از رابطه ۷ دمای بی بعد مورد نظر تعریف می گردد. شایان ذکر است که تحلیل های آماری ارتباطی بین دمای سیال در ورودی لوله و دمای لحظه ای سیال مخزن ارائه ندادند، زیرا دمای سیال در ورودی لوله برای تمامی نمونه ها عددی ثابت بوده است، اما به دلیل همگن سازی ابعاد روابط بیان شده، از این متغیر نیز در رابطه ها استفاده شده است.

$$T^* = (T - T_0) / (T_{in} - T_{out}) \quad (7)$$

سپس با استفاده از روابط ۸ و ۹ اعداد بی بعد مورد نظر برای لوله های ماریچ عمودی و افقی تعریف می شوند.

$$NDN_V = \left(\frac{c_{pe}}{c_p} \right) \left(\frac{m \dot{m}}{\rho_p \dot{m}_p} \right) (L/d)^{0.4} \quad (8)$$

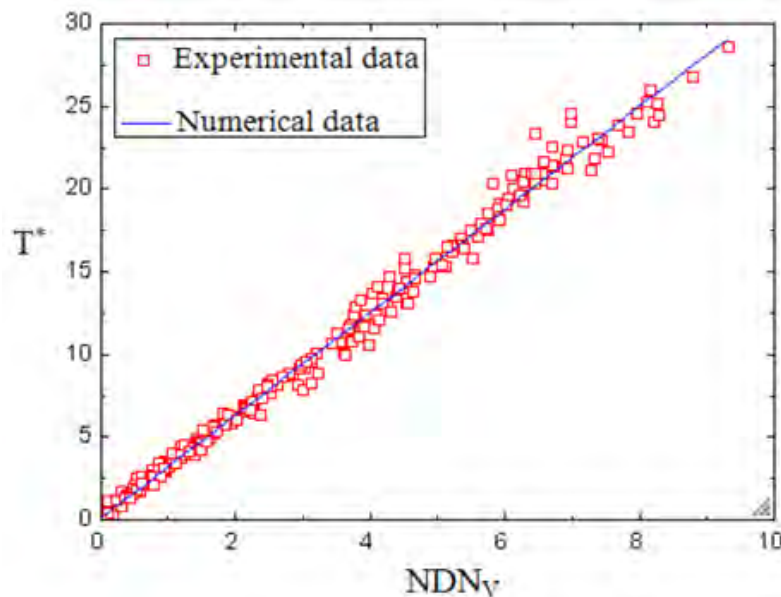
$$NDN_H = \left(\frac{c_{pe}}{c_p} \right) \left(\frac{m \dot{m}}{\rho_p \dot{m}_p} \right) (L/d)^{0.4} \quad (9)$$

در نهایت روابط ۱۰ و ۱۱ برای محاسبه دمای بی بعد بر حسب اعداد بی بعد ارائه شده در روابط ۷ و ۸ به دست آمده اند.

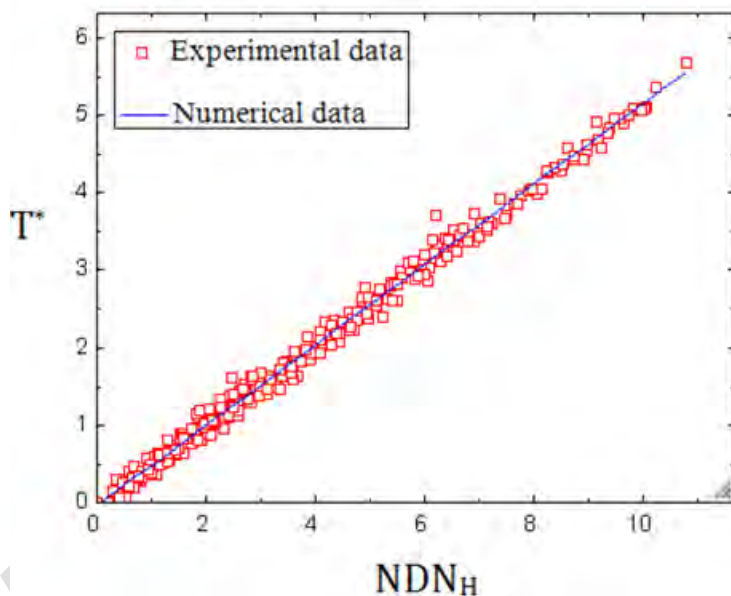
$$T^*_V = 0.325 NDN_V \quad (10)$$

$$T^*_H = 0.51 NDN_H \quad (11)$$

شکل های ۸ و ۹ دماهای به دست آمده از آزمایش ها را در کنار رابطه بدست آمده از داده های عددی برای لوله های عمودی و افقی نشان می دهد. همانگونه که از شکل های موجود پیداست داده های تجربی با داده های عددی به دست آمده دارای همخوانی مطلوبی هستند.



شکل ۸: تغییرات دمای بی بعد بر حسب تغییرات عدد بی بعد برای لوله های عمودی



شکل ۹: تغییرات دمای بی بعد بر حسب تغییرات عدد بی بعد برای لوله های افقی

با مقایسه روابط ارائه شده برای لوله های افقی و عمودی مشخص می گردد که اگر نسبت طول به قطر کویل مورد استفاده برای ساخت لوله مارپیچ کوچکتر از $90/55$ باشد در اینصورت استفاده از لوله های افقی سبب تولید دمای بی بعد بیشتری شده که به معنای تغییرات دمایی بیشتر مخزن است. ولی اگر نسبت طول به قطر کویل مورد استفاده بیش از این مقدار باشد در صورت استفاده از لوله های عمودی افزایش دمای بیشتری خواهیم داشت.

۵. نتیجه گیری و جمع بندی

در مطالعه حاضر، انتقال حرارت جابجایی آزاد ناپایا از سطح بیرونی لوله های مارپیچ مورد مطالعه قرار گرفته است. مطالعه هم بصورت عددی و هم بصورت تجربی انجام یافته و با اندازه گیری دمای متوسط سیال مخزن، دمای ورودی سیال به داخل لوله و دمای خروجی سیال، تلاش شده است تا رابطه ای برای محاسبه دمای بی بعد ارائه گردد. نتایج به دست آمده نشان می دهد

که با گذشت زمان دمای سیال خروجی از لوله و دمای سیال داخل مخزن کاهش می یابد. از دیگر نتایج مهم این مطالعه می توان به موثر بودن هندسه لوله مارپیچ در محاسبه دمای سیال داخل مخزن اشاره نمود.

۵. فهرست علائم

گرمای ویژه سیال داخل مخزن، $\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	C_{ps}
گرمای ویژه سیال داخل لوله مارپیچ، $\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	C_{pc}
قطر لوله مارپیچ، m	d
قطر منحنی مارپیچ، m	D
طول کلی لوله مارپیچ، m	L
دبی جرمی سیال داخل لوله، kg s^{-1}	\dot{m}
گام منحنی مارپیچ، m	P
دمای لحظه ای سیال داخل مخزن، K	T
دمای اولیه سیال داخل مخزن، K	T_0
دمای سیال در ورودی لوله مارپیچ، K	T_{in}
دمای سیال در خروجی لوله مارپیچ، K	T_{out}
زمان، s	t
حجم مخزن، m^3	V

۶. منابع

- [1] Xin, R.C., Awwad, A., Dong, Z.F. and Ebadin, M.A., 1996. "An investigation and comparative study of the pressure drop in air-water two phase flow in vertical helicoidal pipes". International Journal of Heat and Mass Transfer, pp. 735–743.
- [2] Abdulla, M.A., 1994. "A four-region, moving boundary model of a once through, helical coil steam generator". Annals of Nuclear Energy, pp. 541–562.
- [3] Futagami, K. and Aoyama, Y., 1988. "Laminar heat transfer in helically coiled tubes". International Journal of Heat and Mass Transfer, pp. 387–396.
- [4] Tarbell, J.M., Samuels, M.R., 1973. "Momentum and heat transfer in helical coils". Chemical Engineering Journal, pp. 117–127.
- [5] Ali, M.E., 1994. "Experimental investigation of natural convection from vertical helical coiled tubes". International Journal of Heat and Mass Transfer, pp. 665–671.
- [6] Yang G., Dong F., Ebadian M.A., 1995. "Laminar forced convection in a helicoidal pipe with finite pitch". International Journal of Heat and Mass Transfer, pp. 853–862.
- [7] Xin, RC., Ebadian MA., 1996. "Natural convection heat transfer from helicoidal pipes". Journal of Thermophysics Heat Transfer, pp. 297–302.
- [8] Ali, M.E., 1998. "Laminar natural convection from constant heat flux helical coiled tubes". International Journal of Heat and Mass Transfer, pp. 2175–2182.
- [9] Ali, M.E., 2004. "Free convection heat transfer from the outer surface of vertically oriented helical coils in glycerol-water solution". Heat and Mass Transfer, pp. 615–620
- [10] Jayakumar, J.S., Mahajani, S.M., Mandal, J.C., Vijayan, P.K., Rohidas Bhoi, 2008. "Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers". Chemical Engineering Journal, pp. 221–232.

SID



سرویس های ویژه



سرویس ترجمه تخصصی



کارگاه های آموزشی



بلاگ مرکز اطلاعات علمی



سامانه ویراستاری STES



فیلم های آموزشی

کارگاه های آموزشی مرکز اطلاعات علمی



مقاله نویسی علوم انسانی



اصول تنظیم قراردادها



آموزش مهارت های کاربردی در تدوین و چاپ مقاله