

## بررسی تجربی تاثیر نانوسیال نقره با غلظت پایین بر انتقال حرارت در مبدل صفحه ای

محمدفرید انوری، دانشجوی مقطع کارشناسی ارشد، دانشکده فنی دانشگاه بین المللی امام خمینی (ره): eng.anvari@gmail.com

علی بهرنگ زاده، دانشجوی مقطع کارشناسی ارشد، دانشکده فنی دانشگاه تهران: a.behrangzade@gmail.com

علی رجب پور، استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی (ره): rajabpour@eng.ikiu.ac.ir

محمد مهدی هیهات، استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی: mh\_heyhat@yhoo.com

### چکیده

در این پژوهش، تاثیر نانوسیال نقره با غلظت ۶۰ ppm بر انتقال حرارت در مبدل صفحه ای که نوع پرکاربردی در زمینه ی HVAC محسوب می شود، بررسی شده است. متغیرهای تحت کنترل، دبی آب سرد ورودی، عدد رینولدز آب گرم داخل سیکل و دمای سیال گرم ورودی به مبدل بوده است که با تغییر این پارامترها، دیگر مقادیر برای محاسبه ضریب انتقال حرارت اندازه گیری می شوند. دبی آب سرد ورودی در دو مقدار ۲ و ۴ لیتر بر دقیقه، رینولدز آب گرم داخل سیکل در ۳ مقدار ۳۰۰۰، ۴۵۰۰ و ۶۰۰۰، مورد بررسی قرار گرفته است. در دبی ۲ آب سرد بطور میانگین حدود ۹ درصد و در دبی ۴ آب سرد بطور میانگین حدود ۱۱ درصد رشد در ضریب انتقال حرارت مشاهده شد. نتایج حاصل نشان از برتری نانوسیال بر آب خالص در شرایط ذکر شده در امر انتقال حرارت دارد ولی لازم بذکر است مشکلات مهمی همانند عدم پایداری کامل نانوسیال از موانع استفاده از این سیالها بجای سیالهای رایج انتقال حرارت هستند.

کلمات کلیدی: نانوسیال، مبدل صفحه ای<sup>۱</sup>، انتقال حرارت

### مقدمه

باتوجه به رشد و توسعه روزافزون علم و تکنولوژی، بخصوص در عرصه نانو، پیاده سازی ایده های قدیمی در حال تحقق و گسترش هستند. ایده ی اضافه کردن ذرات جامد در سیالهای کاربردی در انتقال حرارت، توسط مکسول [1] در سال ۱۸۸۱ ارائه شد. کاربردی کردن این ایده تا چند سال پیش بدلیل عدم پایداری و دیگر مشکلات سوسپانسون های حاوی ذرات در ابعاد میکرو، استفاده از این سوسپانسیون ها توجیه پذیر نبوده است. حال با پیشرفت علم و تکنولوژی، محققین و دانشمندان بسیاری در حال کار بر روی سیالهای حاوی نانوذرات (نانوسیال) می باشند که نتایج حاصله تاکنون، خبر از امکان تجاری سازی و استفاده از نانوسیالها در حوزه های مختلف صنعت در آینده ای نزدیک می دهد. در کاربرد نانوسیال به عنوان انتقال دهنده حرارت، نانوسیالهای گوناگونی بر پایه مواد فلزی و غیرفلزی که رسانندگی گرمایی به مراتب بالاتری از سیالهای پایه انتقال حرارت دارند، تولید و مورد آزمایش قرار گرفته است. گابریل و انجل هیومینیک [2] به مروری بر کاربردهای نانوسیالها در مبدلهای حرارتی پرداخته اند. هم چنین م.حسین عدنان و همکاران [3] در مقاله ای با عنوان "مروری بر بهبود انتقال حرارت جابجایی اجباری و مشخصه های هیدرودینامیکی یک نانوسیال" به ارائه مطالعات تجربی و عددی در جریان آرام و آشفته در لوله و مبدل حرارتی پرداخته اند. پانتزالی و همکاران [4] به ارزیابی ثمربخشی نانوسیالها به عنوان خنک کننده در مبدلهای حرارتی صفحه ای پرداختند و

به نتایجی از جمله افزایش رسانندگی گرمایی، چگالی، گرانبوی و کاهش ظرفیت گرمایی دست یافتند. و اعلام کردند جایگزینی سیالهای رایج با نانوسیالها در مبدلهای گرمایی صنعتی جایی که حجمهای بالای نانوسیال مورد استفاده قرار می گیرند و جریان آشفته معمولا توسعه یافته است، به نظر ناخجسته است. پانتزالی و همکاران [5] همچنین در پژوهش دیگری به بررسی عددی و تجربی تاثیر نانوسیالها روی عملکرد یک مبدل حرارتی صفحه ای کوچک پرداختند و اعلام نمودند که استفاده از نانوسیالها در طراحی سیستم های انتقال حرارتی کارآمد، بخصوص زمانی که حجم دستگاه موضوع مهمی است، به نظر راه حل امیدبخشی است. دایال پندی و وک نما [6] در پژوهشی به تحلیل تجربی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک نانوسیال به عنوان خنک کننده در یک مبدل صفحه ای موج دار پرداختند. دوانتونگ سوک و وونگ وایز [7] با بررسی مشخصه های بهبود انتقال حرارت و افت فشار نانوسیال  $TiO_2$  - آب در یک مبدل حرارتی جریان مخالف دو لوله ای، به نتایجی از جمله بهبود اندک ضریب انتقال حرارت در نانوسیال نسبت به آب و افزایش ضریب انتقال حرارت با افزایش دبی سیالها و کاهش دمای نانوسیال، دست یافتند.

### بدنه اصلی مقاله

#### مشخصات نانوسیال و تجهیزات آزمایش

نانوسیال: نانونقره کلئیدی با غلظت 60ppm

مبدل حرارتی: توان ۷ کیلو وات با سطح موثر ۰.۲ مترمربع

پمپ: توان ۵.۰ اسب بخار

گرمکن: توان ۵ کیلو وات

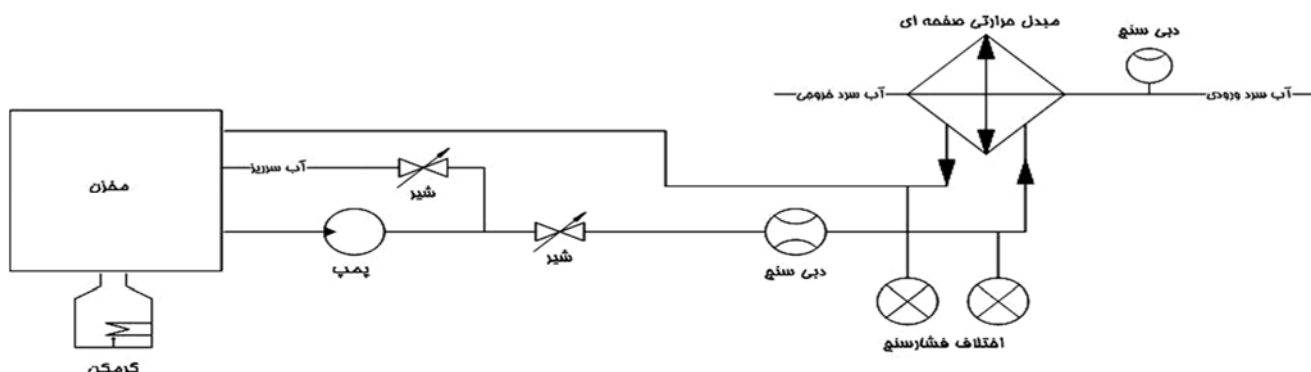
ترموکوپل: نوع  $k^2$

مطابق شکل شماره ۱، بوسیله گرمکن دمای آب داخل مجموعه قابل کنترل است. آب گرم بوسیله یک پمپ به سمت مبدل حرارتی هدایت می شود که در مسیر، یک شیر برای تنظیم دبی آب گرم و یک دبی سنج برای خواندن آن قرار گرفته است. همچنین برای جلوگیری از خسارات ناشی از افزایش فشار روی پمپ، یک مسیر برای آب سرریز به سمت مخزن در نظر گرفته شده است. در این مسیر یک شیر نیز برای کنترل دبی جاری سیستم قرار گرفته است. قبل و بعد از مبدل، در مسیر آب گرم، دو انشعاب به سمت یک اختلاف فشارسنج برای اندازه گیری افت فشار مبدل حرارتی هدایت می شوند. آب گرم داخل مبدل در فرآیند انتقال حرارت با آب سرد که نرخ جریان آن با یک دبی سنج اندازه گیری می شود، خنک می شود و پس از آن به سمت مخزن برگردانده می شود. برای اندازه گیری دماهای مورد نیاز، داخل مخزن، قبل و بعد ورود آب گرم به مبدل و قبل و بعد ورود آب سرد

<sup>2</sup> K-type

<sup>1</sup> Plate heat exchanger

متغیرهای تحت کنترل، دبی آب سرد ورودی، عدد رینولدز آب گرم داخل سیکل و دمای سیال گرم ورودی به مبدل بوده است که با تغییر این پارامترها، باقی دماها برای محاسبه ضریب انتقال حرارت اندازه گیری می شوند. همچنین افت فشار ناشی از مبدل توسط اختلاف فشارسنج اندازه



گیری شده است.

دبی آب سرد ورودی در دو مقدار ۲ و ۴ لیتر بر دقیقه، رینولدز آب گرم داخل سیکل در ۳ مقدار ۳۰۰۰۰، ۴۵۰۰۰ و ۶۰۰۰۰، و دمای سیال گرم ورودی به مبدل در سه دمای ۴۰، ۵۰ و ۶۰ درجه سانتی گراد مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج دماهای مختلف ورودی به مبدل بصورت میانگین ارائه می شود.

جدول ۱ - ضرایب انتقال حرارت و بهبود عملکرد در دبی آب سرد ۲ لیتر بر دقیقه

رینولدز سیال گرم سیکل	ضریب انتقال حرارت آب (W/m <sup>2</sup> K)	ضریب انتقال حرارت نانوسیال (W/m <sup>2</sup> K)	بهبود انتقال حرارت (%)
۳۰۰۰۰	۱۹۵۶	۲۱۲۰	۸٫۴
۴۵۰۰۰	۲۴۹۱	۲۶۸۳	۷٫۷
۶۰۰۰۰	۲۹۰۱	۳۲۰۰	۱۰٫۳

جدول ۲ - ضرایب انتقال حرارت و بهبود عملکرد در دبی آب سرد ۴ لیتر بر دقیقه

رینولدز سیال گرم سیکل	ضریب انتقال حرارت آب (W/m <sup>2</sup> K)	ضریب انتقال حرارت نانوسیال (W/m <sup>2</sup> K)	بهبود انتقال حرارت (%)
۳۰۰۰۰	۲۶۵۸	۳۱۱۷	۱۷٫۳
۴۵۰۰۰	۳۲۲۸	۳۴۰۲	۵٫۴
۶۰۰۰۰	۳۵۶۷	۳۹۳۲	۱۰٫۲

به مبدل، ترموکوپلهایی تعبیه شده است. ترموکوپلهای استفاده شده هر کدام بطور مجزا و با توجه به گستره ی دمایی عملکرد آنها کالیبره شده اند.

شکل ۱ - نمای گرافیکی مجموعه آزمایش

### فرضیات

با توجه به کم بودن غلظت نانوسیال، خواص فیزیکی ظرفیت گرمایی (C<sub>p</sub>) موثر و گرانبوی (μ) آن، در قیاس با آب خالص تفاوت بسیار ناچیزی دارد و به همین دلیل این دو مشخصه آب و نانوسیال معادل هم در نظر گرفته شده است.

### روابط حاکم

مقدار انتقال حرارت سمت سرد مبدل گرمایی از رابطه ۱ و سمت گرم مبدل گرمایی (نانوسیال) از رابطه ۲ محاسبه می شوند و میانگین این دو مطابق رابطه ۳ برای محاسبه ضریب انتقال حرارت کل استفاده می شود.

(۱)

$$Q_c = \dot{m}_c C_p (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$Q_h = \dot{m}_h C_p (T_{h,o} - T_{h,i}) \quad (۲)$$

(۳)

$$Q_{avg} = 0.5(Q_c + Q_h)$$

از طرفی برای محاسبه میزان انتقال حرارت می توانیم از رابطه ۴ استفاده کنیم.

(۴)

$$Q = UA\Delta T_{lmt} \quad (۵)$$

$$\Delta T_{lmt} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)}$$

مطابق دماهای ثبت شده، مقدار اختلاف دمای متوسط لگاریتمی محاسبه شده و با جایگذاری در رابطه ۶ مقدار ضریب انتقال حرارت کل (U) بدست می آید.

(۶)

$$U = \frac{Q_{avg}}{A\Delta T_{lmt}}$$

### نتایج آزمایش

## نتیجه گیری و دست آورد علمی صنعتی

با توجه به غلظت پایین نانوسیال مورد آزمایش قرار گرفته، میزان بهبود ضریب انتقال حرارت رقم قابل توجهی است که می تواند استفاده از این نوع نانوسیالها را در مبدلهای حرارتی از جمله نمونه صفحه ای را توجیه پذیر نماید. با این حال باید در نظر داشت که باتوجه به عدم پایداری کامل نانوسیال با گذشت زمان و با توجه به حساس بودن پایداری آنها به دماهای بالا، افت تاثیرگذاری نانوسیال و ایجاد رسوب در مبدل حرارتی (نوع صفحه ای به این موضوع حساسیت بیشتری دارند) قابل پیش بینی است که این موضوع عاملی بازدارنده در تجاری سازی و مصرف صنعتی این گونه از سیال ها می باشد.

## فهرست علائم

$A$	مساحت ( $m^2$ )
$c_p$	گرمای ویژه در فشار ثابت ( $kJ/kg K$ )
$Q$	میزان انتقال حرارت ( $W$ )
$U$	ضریب انتقال حرارت ( $W/m^2K$ )

## علائم یونانی

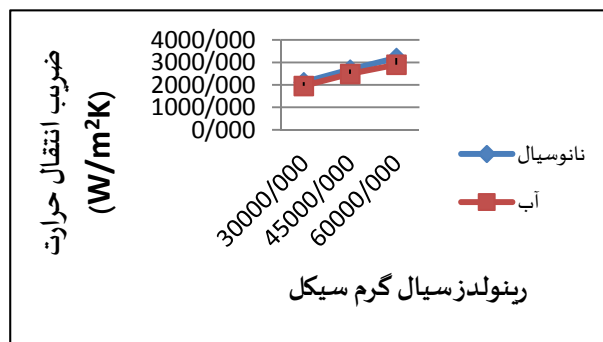
$\mu$	گرانروی (ویسکوزیته)
-------	---------------------

## زیر نویس ها

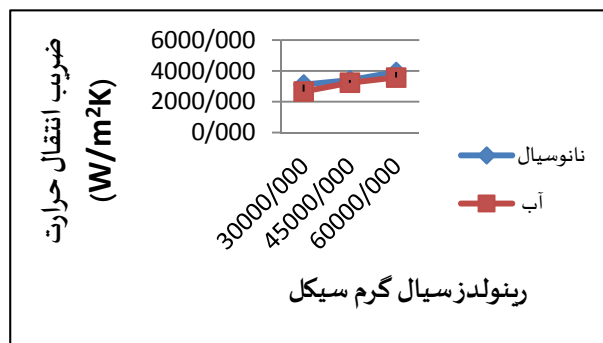
$c$	سرد
$h$	گرم
$i$	ورودی
$o$	خروجی

## مراجع

- [1] Maxwell J. C. A. *Treatise on Electricity and Magnetism*, 2nd edn. Clarendon Press, Oxford, U.K. 1881
- [2] Humnic Gabriela, Humnic Angel, *Application of nanofluids in heat exchangers: A review*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16, 2012, 5625-5638
- [3] Adnan M. Hussein, K.V. Sharma, R.A. Bakar, K. Kadirgama, *A review of forced convection heat transfer enhancement and hydrodynamic characteristics of a nanofluid*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 29, 2014, 734-743
- [4] Pantzali M.N., Mouza A.A., Paras S.V., *Investigating the efficacy of nanofluids as coolants in plate heat exchangers (PHE)*, Chemical Engineering Science 64, 2009, 3290 -- 3300
- [5] Pantzali M.N., Kanaris A.G., Antoniadis K.D., Mouza A.A., Paras S.V., *Effect of nanofluids on the performance of a miniature plate heat exchanger with modulated surface*, International Journal of Heat and Fluid Flow 30, 2009, 691-699
- [6] Pandey Shive Dayal, Nema V.K., *Experimental analysis of heat transfer and friction factor of nanofluid as a coolant in*



نمودار ۱ - ضرایب انتقال حرارت در دبی آب سرد ۲ لیتر بر دقیقه



نمودار ۲ - ضرایب انتقال حرارت در دبی آب سرد ۴ لیتر بر دقیقه

میزان افت فشار جریان سیال سیکل بواسطه مبدل حرارتی در رینولدزهای مختلف اندازه گیری شد که در جدول ۳ قابل مشاهده است. لازم بذکر است بدلیل غلظت بسیار پایین نانوسیال، تفاوت چندانی در افت فشار جریان نانوسیال نسبت به آب مشاهده نگردید.

جدول ۳- اختلاف فشار قبل و بعد از مبدل در مسیر سیال داخل سیکل

رینولدز سیال گرم	اختلاف فشار (bar)
۳۰۰۰۰	۰٫۰۳
۴۵۰۰۰	۰٫۰۵
۶۰۰۰۰	۰٫۰۸

## بحث بر روی نتایج

با توجه به نتایج ارائه شده، بهبود ضریب انتقال حرارت در همه شرایط در نانوسیال نسبت به آب قابل مشاهده است. در دبی ۲ آب سرد، میزان این رشدها بسیار نزدیک هم بوده که به نظر منطقی می رسد. در حالی که در دبی ۴ آب سرد، میزان رشد ضریب انتقال حرارت دارای مقادیر با تفاوت قابل توجهی است که می توان دلیل این امر را تاثیرپذیری بسیار زیاد معادلات حاکم نسبت به دماهای ثبت شده و خطاهای احتمالی موجود در اندازه گیری دانست. نکته ای که مورد اهمیت است میانگین بهبود انتقال حرارت در حدود ۹٪ برای دبی آب سرد ۲ لیتر بر دقیقه، و میانگین بهبود انتقال حرارت در حدود ۱۱٪ برای دبی آب سرد ۴ لیتر بر دقیقه می باشد. با این حال برای کارهای آینده، استفاده از تجهیزات با دقت بالا، ایجاد شرایط پایدار هنگام آزمایش ها و همچنین تکرار چندین باره ی آزمایش ها و میانگین گیری آنها، پیشنهاد می گردد.

**HVACConf-1-031**

*TiO<sub>2</sub>-water nanofluid in a double-tube counter flow heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer 52, 2009, 2059–2067

اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی

*a corrugated plate heat exchanger*, Experimental Thermal and Fluid Science 38, 2012, 248–256  
[7] Duangthongsuk Weerapun, Wongwises Somchai, *Heat transfer enhancement and pressure drop characteristics of*