

شبیه سازی عددی مبادله کن گرمایی چرخه میسوتسنکو با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی

محسن ایزدی*

سعید نادری

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه لرستان، خرم آباد، ایران
دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد بوشهر، بوشهر، ایران

چکیده

مبادله کن گرمایی که از چرخه میسوتسنکو بهره می برند علیرغم اینکه از سرمایهش تبخیری استفاده می کنند، بازدهی بالایی نیز دارند. لذا در این پژوهش به کمک دینامیک سیالات محاسباتی مبادله کن چرخه میسوتسنکو، شبیه سازی و مورد بررسی قرار گرفته است. در این مقاله تأثیر کلیه پارامترهای عملیاتی از قبیل دما، رطوبت هوای ورودی، سرعت هوا در کانال های تر و خشک و همچنین پارامترهای هندسی مثل طول مبادله کن و ارتفاع کانال ها بر عملکرد مبادله کن مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج شبیه سازی نشان داد که این مبادله کن بازدهی مطلوبی در شرایط آب و هوایی مختلف دارد به طوری که بازده حباب تر برای این مبادله کن از ۱۰۳ تا ۱۱۵ تغییر می کند اما افزایش رطوبت هوا باعث کاهش بازده و کارایی این مبادله کن می گردد. همچنین نتایج شبیه سازی نشان داد که افزایش سرعت در کانال های خشک باعث کاهش بازده و افزایش سرعت در کانال تر باعث افزایش بازده می شود. نهایتاً نسبت بهینه ی دبی جرمی کانال تر به خشک برابر با ۱/۳ به دست آمده است.

واژه های کلیدی: مبادله کن گرمایی، چرخه میسوتسنکو، دینامیک سیالات محاسباتی.

Numerical Simulation of a Maisotsenko Cycle Heat Exchanger by Computational Fluid Dynamics

M. Izadi

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Lorestan University, Khorramabad, Iran

S. Naderi

Department of Mechanical Engineering, Bushehr Islamic Azad University, Bushehr, Iran

Abstract

Heat exchangers that use the Maisotsenko Cycle have high efficiency despite using evaporative cooling. Therefore, in this study, based on computational fluid dynamics, the simulation of the Maisotsenko Cycle has been investigated. In this paper, the effects of all operational parameters such as temperature, inlet air humidity, air velocity in wet and dry channels, as well as geometric parameters such as the length of the heat exchanger and the height of the channels on the efficiency of heat exchanger have been studied. The simulation results showed that the heat exchanger has a favorable efficiency in different climatic conditions, so that wet efficiency for this heat exchanger varies from 103 to 115, but the increase in humidity will reduce the efficiency and the effectiveness of the heat exchanger. Also, the results showed that an increase in the velocity inside the dry and wet channels, respectively, decreases and increases the efficiency. Finally, the optimum ratio of the mass flow rate of wet channel to dry one is determined to be 1.3.

Keywords: Heat exchanger, Maisotsenko cycle, computational fluid dynamic.

۱- مقدمه

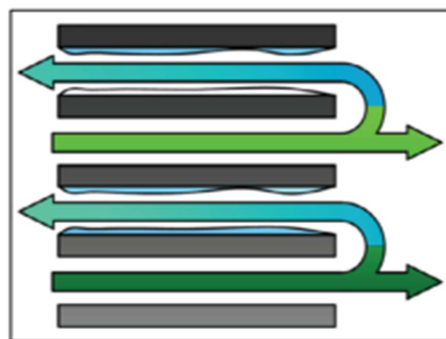
امروزه فراهم نمودن شرایط آسایش و تهویه مناسب محل زندگی و کار یکی از فاکتورهای مهمی است که مد نظر مهندسان و سازندگان ابزارها و لوازم تهویه ای می باشد. بدین منظور سیستم های گرمایش و سرمایش مختلفی طراحی، ساخته و مورد استفاده قرار گرفته است. با پیشرفت تکنولوژی این سیستم ها نیز تحول یافته و تغییراتی در جهت کارکرد بهتر آن ها صورت گرفته است. سیستم های خنک کننده تبخیری که بر اساس تبخیر آب در هوا کار می کنند نیز از جمله سیستم های خنک کننده کاربردی می باشند که بیشتر در مناطق گرم و خشک استفاده می شوند. در سال های اخیر به دلیل اهمیت این سیستم ها در کاهش مصرف انرژی و مسائل زیست محیطی تحقیقات فراوانی در جهت بهبود کارکرد آن ها صورت گرفته است. سرمایهش تبخیری فرایندی است که در آن از پدیده ی تبخیر به عنوان یک جاذب گرمایی طبیعی

استفاده می شود. در این فرایند گرمای محسوس هوا جذب شده و به عنوان گرمای نهان لازم برای تبخیر آب استفاده می شود. مقدار گرمای محسوس جذب شده به مقدار آبی که تبخیر می شود بستگی دارد. مبادله کن گرمایی میسوتسنکو به عنوان جدیدترین سیستم های سرمایهش تبخیری شناخته می شوند. در این مبادله کن ها بخشی از هوای تهویه ای درون کانال هایی مجزا به وسیله تبخیر مستقیم آب خنک می شوند و سپس این هوای مرطوب و خنک با هوای تهویه ای اصلی به صورت غیرمستقیم تبادل گرمای کرده و هوای اصلی را خنک می سازد. این سیستم مزایای بسیاری نسبت به سیستم های سرمایهش تبخیری معمول دارد. علاوه بر تأمین دمای کمتر یا به عبارتی بازدهی بالاتر، در این مبادله کن ها با توجه به سرمایهش غیرمستقیم رطوبت هوا تغییری نمی کند.

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: izadi.m@lu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۶/۰۷/۲۲

تاریخ پذیرش: ۹۸/۰۴/۲۴



شکل ۱- مبادله کن میسو تنسکو با جریان متقابل

مقالات زیادی به مدلسازی ریاضی و تجزیه و تحلیل مبادله کن های پایه چرخه میسو تنسکو پرداخته اند. بسیاری از این مقالات از مدل های دیفرانسیلی مانند روش ϵ -NTU و یا مدل های دینامیک سیالات محاسباتی استفاده کرده اند. آنیسیموف و همکاران مبادله کن انتقال جرم و گرمای غیرمستقیم با چهار نوع الگوی مختلف جریان موازی، جریان متقابل، جریان متقاطع و جریان متقابل با جریان برگشتی را به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند [۱]. ژاو و همکاران و ژان و همکاران در مقالاتی یک چرخه میسو تنسکو با جریان متقاطع را به صورت عددی مورد مطالعه قرار دادند. مدلسازی این مقاله به صورت دیفرانسیلی و ساده انجام شد و در نتیجه این مدل توزیع دما و رطوبت در کانال های تر و خشک بدست آمد. [۲] و [۳]. پاندلیدیس و همکاران عملکرد مبادله کن انتقال گرمای و جرم میسو تنسکو با جریان متقاطع را در دو حالت مختلف بررسی کردند [۴]. بولوتین و همکارانش به مقایسه دو نوع مبادله کن غیرمستقیم معمولی و برگشت پذیر با جریان متقاطع در شرایط عملیاتی مختلف پرداختند. این مقاله به وسیله روش ϵ -NTU شبیه سازی شده است. و نتایج بدست آمده نشان داد که مبادله کن با جریان برگشتی بازده بسیار بالاتری نسبت به مبادله کن معمولی داراست [۵]. ژان و همکاران در مقاله ای به مقایسه دو نوع مبادله کن میسو تنسکو با جریان متقاطع و متقابل پرداختند. این محققین اثر دما و رطوبت و دبی جریان هوای ورودی و اثر طول و ارتفاع کانال های مبادله کن بر روی پارامترهای چون بازده حباب تر و بازده نقطه شبنم، ضریب عملکرد، ظرفیت سرمایشی سیستم و دمای خروجی بررسی کردند. [۶]. پاندلیدیس و همکاران عملکرد دو مبادله کن میسو تنسکو با جریان متقابل و جریان برگشتی را بررسی کردند. یک مبادله کن با جریان برگشتی معمولی است و یک مبادله کن با جریان برگشتی است که به منظور کارایی بهتر سوراخ هایی بین کانال های تر و خشک تعبیه شده است [۷]. در زمینه شبیه سازی دینامیک سیالات محاسباتی^۱ چرخه میسو تنسکو تحقیقات اندکی موجود است. از جمله این تحقیقات می توان به کار های آقای سویی و همکاران اشاره کرد. این محققین عملکرد یک مبادله کن میسو تنسکو جدید با جریان متقابل را به کمک ابزارهای دینامیک سیالات محاسبات بررسی کردند. روش مورد استفاده در عمده این مقالات استفاده از دیدگاه سیالات چند فازی

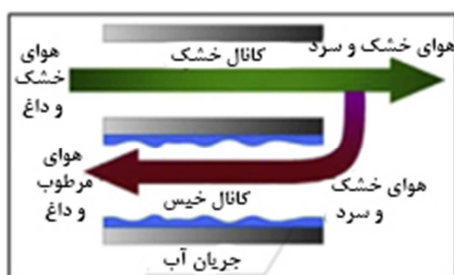
اولری - لاگرانژی^۲ برای شبیه سازی مبادله کن چرخه میسو تنسکو بوده است. در این مقالات تاثیر شرایط عملیاتی مانند دما و رطوبت و سرعت هوای ورودی و نسبت هوای اولیه به ثانویه و پارامترهای هندسی مانند طول و ارتفاع کانال ها مورد بررسی قرار گرفت [۹و۸].

۲- مدلسازی

۲-۱- معادلات حاکم

برای شبیه سازی این سیستم از روش دینامیک سیالات محاسباتی استفاده شده است. دینامیک سیالات محاسباتی شاخه ای از مکانیک سیالات است که از تکنیک های رایانه ای مانند روش های عددی و الگوریتم هایی برای شبیه سازی پدیده های متنوعی که با جریان سیال همراه است، استفاده می کند. در این روش معادلات حاکم بر مسئله به روش عددی در یک دامنه محاسباتی معین حل می گردند. معادلات حاکم بر سیال بیانگر قوانین فیزیکی بقاء، به صورت عبارات ریاضی می باشند که برخی از این قوانین عبارتند از [۱۰]:

- جرم سیال همواره ثابت می باشد. (قانون پیوستگی)
 - نرخ تغییر اندازه حرکت با برآیند نیروهای وارد روی المان سیال برابر است. (قانون دوم نیوتن)
 - نرخ تغییر انرژی با مجموع نرخ افزایش حرارت سیستم و نرخ کار انجام شده روی المان سیال برابر است. (قانون اول ترمودینامیک)
- شکل ۲ طرحواره کلی مبادله کن میسو تنسکو با جریان متقابل مورد نظر را نشان می دهد. در این پروژه فرض می شود که دامنه محاسباتی تنها از دو کانال تر و خشک تشکیل شده است. در کانال تر که در آن به وسیله تبخیر آب هوا خنک می شود معادله پیوستگی، معادلات ممتم، معادلات موازنه انرژی و جرم حل می شود. در کانال های خشک که در آن تنها هوا به صورت غیرمستقیم خنک می شود فقط معادلات پیوستگی، ممتم و انرژی استوار است. معادلات حاکم بر مسئله به روش عددی حجم محدود توسط نرم افزار fluent حل می گردد.



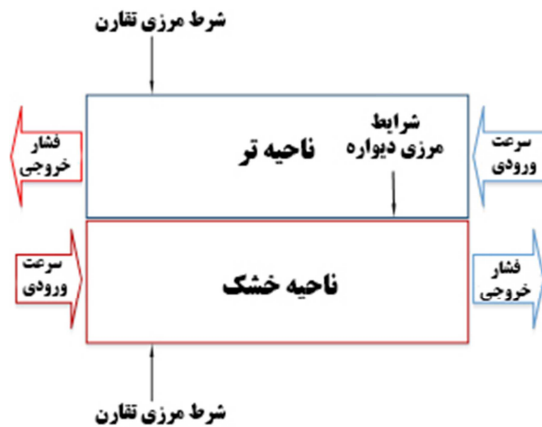
شکل ۲- طرحواره مبادله کن مورد نظر برای شبیه سازی

بر اساس ساختار و وضعیت مبادله کن فرضیات زیر اعمال شده است:

- فرایند در شرایط پایا می باشد.

2 Eulerian - Lagrangian

1 Computational fluid dynamic (CFD)



شکل ۳- شرایط مرزی مبادله کن

- شرط مرزی ورودی کانال خشک: سرعت ورودی

$$V = V_{in,dry} \text{ \& } T = T_{in,dry} \text{ \& } Y = Y_{in,dry} \quad (10)$$

- شرط مرزی ورودی کانال تر: سرعت ورودی

$$V = V_{in,wet} \text{ \& } T = T_{out,dry} \text{ \& } Y = Y_{in} = Y_{out,dry} \quad (11)$$

سرعت ورودی کانال با توجه به نسبت جرمی کانال تر به خشک به طریق زیر تعیین می گردد.

$$V_{in,wet} = MR * V_{in,dry} * \frac{H_{dry}}{H_{wet}} \quad (12)$$

در این رابطه MR نسبت دبی جرمی هوای ثانویه به دبی جرمی هوا اولیه، $V_{in,dry}$ سرعت هوای کانال خشک، H_{dry} ارتفاع کانال خشک و H_{wet} ارتفاع کانال تر است. با توجه به وابستگی شرط مرزی ورودی کانال تر به شرط مرزی خروجی کانال خشک، اعمال شرط دمایی از طریق کدهای UDF^۲ انجام می شود.

- شرط مرزی خروجی کانال خشک و تر: فشار خروجی

- شرط مرزی روی دیواره ی لوله: شرط مرزی دیواره

تعریف کردن شرایط مرزی مناسب در دیواره ها بسیار مهم می باشد. برای معادلات ممتم شرط مرزی عدم لغزش در دیواره ی لوله در نظر گرفته شده است. بنابراین شرط مقدار سرعت در تمامی جهات بر روی دیواره صفر است. یا به عبارتی:

$$\text{at wall} \quad v_x = 0 \text{ \& } v_y = 0 \quad (13)$$

برای شرایط مرزی گرمایی در دیواره لوله با توجه به اینکه مرز بین دو محیط سیال است، با اعمال موازنه گرمایی در دو طرف لوله دما محاسبه می شود. همچنین فرض می شود که ضخامت دیواره و تولید حرارت در دیواره ناچیز است.

$$k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{dry} = k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{wet} + \dot{m} H_{fg} \quad (14)$$

در این معادله $\dot{m}$ شار جرمی آب تبخیر شده و H_{fg} گرمای نهان تبخیر آب می باشند [۱۲].

$$\dot{m} = \frac{\rho D}{1 - Y} \frac{\partial Y}{\partial y} \Big|_{wet} \quad (15)$$

2 User Defined Function

- سیال فرایندی نیوتنی است.
- رژیم جریان سیال به صورت لایه ای است.
- فیلم آب روی سطوح داخلی کانال های تر بسیار نازک، یکنواخت و پایدار است. بنابراین می توان فرض کرد دمای فیلم آب و دیواره یکسان هستند.
- با توجه به نوع جریان ها در مبادله کن، هندسه دو بعدی در نظر گرفته می شود.
- معادلات حاکم بر جریان به شرح زیر هستند.
- معادله پیوستگی

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \nabla \cdot (\rho \vec{v}) \quad (1)$$

- معادله ممتم

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} \quad (2)$$

که p فشار استاتیک، $\rho \vec{g}$ به ترتیب نیروی گرانشی و نیروهای خارجی می باشند و $\bar{\tau}$ تانسور تنش است که به شکل زیر تعریف می شود.

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} \vec{I} \right] \quad (3)$$

که μ لزجت مولکولی، I تانسور یکه و جمله دوم داخل کروشه، اثر انبساط حجم^۱ می باشد [۱۱].

- معادله انرژی

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot (k \nabla T + (\bar{\tau} \cdot \vec{v})) \quad (4)$$

در این معادله E انرژی کل سیال، k ضریب هدایت گرمایی سیال است. به طور کلی E انرژی سیال از رابطه زیر به دست می آید [۱۱].

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (5)$$

h آنتالپی محسوس است که برای گاز تراکم ناپذیر از رابطه زیر به دست می آید.

$$h = \int_{T_{ref}}^T c_p dT + \frac{p}{\rho} \quad (6)$$

- معادله موازنه رطوبت

معادله بقای جز i در یک مخلوط به صورت زیر نوشته می شود:

$$\frac{\partial (\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i \quad (7)$$

در این معادله Y_i کسر جرمی جز i در مخلوط و $\vec{J}_i$ شار پخش است که از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\vec{J}_i = \rho D_{i,m} \nabla Y_i \quad (8)$$

$D_{i,m}$ نیز ضریب پخشندگی مولکولی جز در مخلوط است [۱۱]. حال با توجه به اینکه مخلوط مورد نظر، مخلوط دوتایی بخار آب و هوا است بنابراین معادله بقا تنها برای جز آب نوشته می شود و کسر جرمی هوا رابطه زیر محاسبه می گردد.

$$\sum Y_i = 1 \rightarrow Y_{water} + Y_{air} = 1 \quad (9)$$

۲-۲- شرایط مرزی

شکل زیر شرایط مرزی معادلات دینامیکی را نشان می دهد.

1 Volume dilation

$$H_{fg} = 3.4831814 * 10^6 - 5.8627703 * 10^3 T + 12.139568 * T^2 - 0.0140290431 * T^3 \quad (16)$$

در این روابط D ضریب نفوذ بخار آب در هوا است. T و Y نیز مقدار کسر جرمی آب و دما در سطح دیواره می باشند. این شرط مرزی توسط کد UDF اعمال شده است. برای محاسبه کسر جرمی بخار آب در دیواره فرض می شود که مقدار رطوبت در دیواره اشباع شده است. رطوبت اشباع از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$\omega_s = 0.622 \frac{P_v}{P_t - P_v} \quad (17)$$

P_t و P_v به ترتیب فشار بخار آب بر در دمای هوا و فشار کل بر حسب پاسکال می باشند. روابط زیادی برای محاسبه فشار بخار آب وجود دارند که معروف ترین آن ها معادله آنتوان می باشد.

$$P_v = \exp\left(23.196 - \frac{3816.44}{T - 46.13}\right) \quad (18)$$

T دما بر حسب کلونین و P_v فشار بخار بر حسب پاسکال محاسبه می شود [۱۳]. رابطه بین رطوبت اشباع و کسر جرمی نیز به صورت زیر نوشته می شود.

$$Y = \frac{\omega_s}{1 + \omega_s} \quad (19)$$

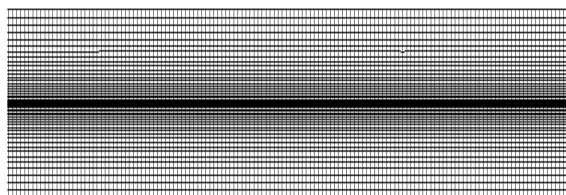
این شرط مرزی نیز توسط کد UDF اعمال می شود.

• شرط مرزی دیواره های بالا و پایین: شرط تقارن

$$\frac{\partial v_x}{\partial y} = \frac{\partial v_y}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial Y}{\partial y} = 0 \quad (20)$$

۳-۲- شبکه بندی دامنه محاسباتی

دامنه محاسباتی با استفاده از نرم افزار Gambit ایجاد و شبکه بندی گردید. هندسه دو بعدی مسئله نیز به صورت شبکه منظم چهار وجهی شبکه بندی شد. به دلیل وجود گرادیان دما و غلظت در دیواره، در نزدیکی دیواره از شبکه بندی ریزتری استفاده شده است.



شکل ۴- شبکه بندی هندسه مبادله کن

به منظور تجزیه و تحلیل بهتر نتایج شبیه سازی مبادله کن از تعاریف زیر استفاده شده است.

• بازده حباب تر:

$$\varepsilon = \frac{T_{d,in} - T_{d,out}}{T_{d,in} - T_{d,wb}} \quad (21)$$

• بازده نقطه شبنم:

$$\varepsilon = \frac{T_{d,in} - T_{d,out}}{T_{d,in} - T_{d,dew}} \quad (22)$$

• ظرفیت سرمایشی

$$q = m_d C_{p,d} (T_{d,in} - T_{d,out}) \quad (23)$$

• ضریب عملکرد:

$$COP = \frac{q}{W} = \frac{m_d C_{p,d} (T_{d,in} - T_{d,out})}{Q_d \Delta P_d + Q_w \Delta P_w} \quad (24)$$

در این معادلات $T_{d,in}$, $T_{d,out}$, $T_{d,dew}$, $T_{d,wb}$, ΔP_d و ΔP_w به ترتیب دمای ورودی کانال خشک، دمای خروجی کانال خشک، دمای حباب تر، دمای نقطه شبنم، دبی جرمی هوای خشک، دبی حجمی کانال خشک، دبی حجمی کانال تر، افت فشار کانال تر و افت فشار کانال خشک است.

۳- نتایج

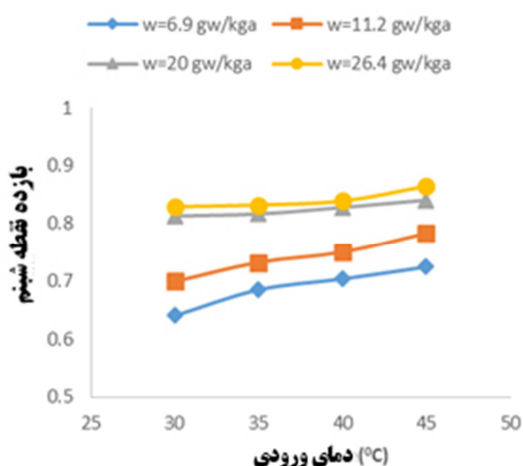
یکی از کارهای مهم برای حصول اطمینان از نتایج شبیه سازی، اعتبارسنجی نتایج است. در بین تحقیقات صورت گرفته توسط محققین، مقاله آقایان یانگویایکول و کومار از لحاظ هندسی و ابعادی نمونه مشابه پروژه حاضر است [۱۴]. شکل ۵ نمودار دمای خروجی از مبادله کن را در دو حالت شبیه سازی و تجربی در شرایط عملیاتی خاص نشان می دهد. همان طور که مشخص است اختلاف بین شبیه سازی با داده های تجربی مقدار اندک و قابل قبولی است.



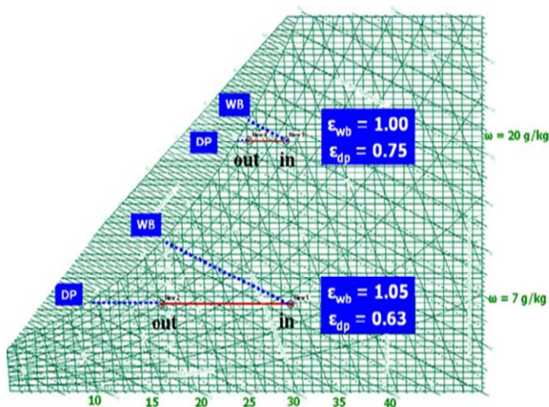
شکل ۵- نمودار دمای خروجی بر حسب دمای ورودی در دو حالت شبیه سازی و آزمایشگاهی

شکل ۶ نمودار دمای خروجی از کانال خشک را بر حسب دمای ورودی در رطوبت های مختلف نشان می دهد. با توجه به این شکل با افزایش دما در رطوبت ثابت، دمای خروجی مقدار اندکی افزایش می یابد. ولی افزایش رطوبت باعث افزایش قابل ملاحظه ای دمای خروجی می شود. به طوری که مبادله کن هوا با رطوبت ۶/۹ و دمای ۴۵ درجه سانتی گراد را به مقدار ۲۷ درجه کاهش می دهد ولی هوا با رطوبت ۲۶/۴ و دمای ۴۵ درجه را تنها ۱۵ درجه کاهش می دهد. بنابراین می توان گفت که دمای خروجی کانال خشک وابستگی شدیدی به مقدار رطوبت هوای ورودی دارد به طوری که مبادله کن در رطوبت بالای ۲۰ عملاً دمای هوا را در حد هوای تهویه ای مناسب کاهش نمی دهد. بنابراین می توان گفت که عملکرد مبادله کن برای هوای خشک و نیمه مرطوب با رطوبت زیر ۲۰ و گستره دمایی ۳۰ تا ۴۵ درجه سانتی گراد مناسب هست.

افزایش دما و رطوبت هوا، افزایش می‌یابد. دلیل این امر را می‌توان در منحنی رطوبت‌سنجی نشان داد. در شکل ۹ شیب خط اشباع با افزایش رطوبت تغییر می‌کند. در رطوبت ۶/۹ اختلاف بین دمای ورودی و خروجی با اختلاف دمای ورودی با نقطه شبنم زیاد بوده و با توجه به تعریف بازده نقطه شبنم، مقدار بازده نقطه شبنم پایین تر است. ولی در رطوبت ۲۰ اختلاف بین دمای ورودی و خروجی با اختلاف دمای ورودی با نقطه شبنم کمتر بوده که باعث می‌شود در این رطوبت، بازده بیشتر باشد.

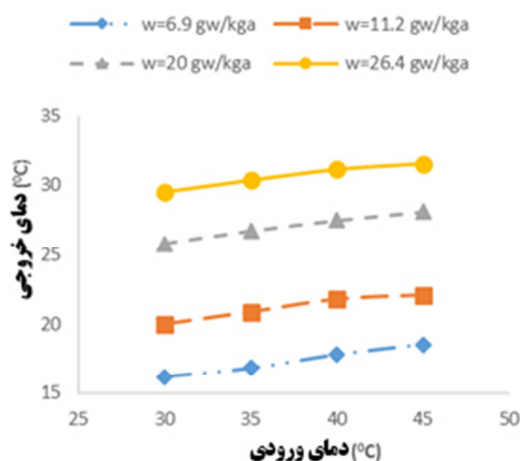


شکل ۸- نمودار بازده نقطه شبنم بر حسب دمای ورودی در رطوبت‌های مختلف



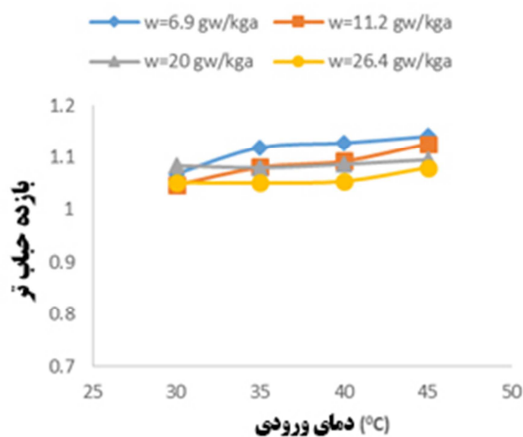
شکل ۹- بازده حباب تر و نقطه شبنم در منحنی رطوبت‌سنجی

شکل ۱۰ نمودار دمای خروجی بر حسب نسبت جرمی هوای تر به خشک را در سرعت‌های ورودی مختلف نشان می‌دهد. مطابق این شکل با افزایش سرعت در کانال خشک دمای خروجی افزایش می‌یابد. زیرا با افزایش سرعت در کانال خشک زمان تماس برای انتقال سرما از کانال تر کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش نسبت جرمی هوای تر به خشک، دما در خروجی کاهش می‌یابد. زیرا با افزایش این نسبت، مقدار جریان هوا در کانال تر افزایش یافته و با توجه به سرمایش تبخیری هوای تر، مقدار بار سرمایشی بیشتری در کانال تر ایجاد می‌شود.



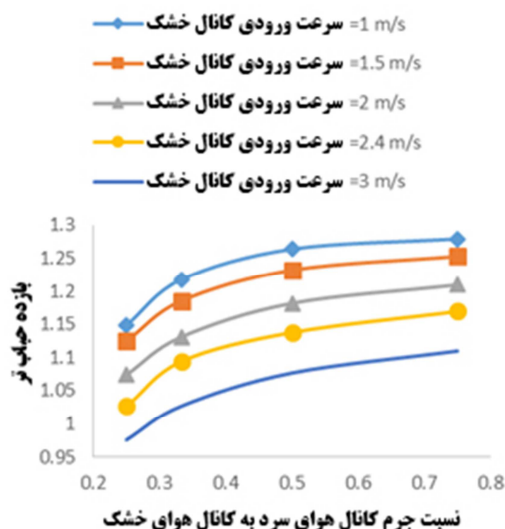
شکل ۶- نمودار دمای خروجی بر حسب دمای ورودی در رطوبت‌های مختلف

شکل ۷ نمودار بازده حباب تر بر حسب دمای ورودی را در رطوبت‌های مختلف نشان می‌دهد. همان طور که مشخص است مقدار بازده حباب تر بین ۱۰۳ تا ۱۱۵ درصد تغییر می‌کند و بازده در تمامی حالات بیشتر از یک شده است. این بدان معناست که دمای خروجی از کانال خشک کمتر از دمای حباب تر ورودی است که این از مزایای مبادله‌کن‌های میسوستنکو است. مقدار بازده با افزایش دما و کاهش رطوبت به مقدار بسیار کمی افزایش می‌یابد. دلیل این موضوع این است که وقتی رطوبت پایین است، نیرو محرکه‌ی انتقال جرم که در واقع اختلاف بین رطوبت اشباع و رطوبت هوا هست، بیشتر بوده و بنابراین نرخ انتقال جرم و در نتیجه انتقال گرمای ناشی از گرمای نهان افزایش می‌یابد و باعث کاهش بیشتر دما و افزایش بازده می‌شود.



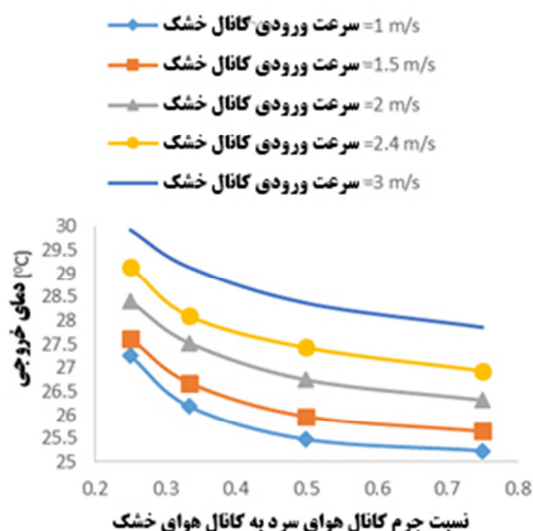
شکل ۷- نمودار بازده حباب تر بر حسب دمای ورودی در رطوبت‌های مختلف

شکل ۸ نمودار بازده نقطه شبنم را بر حسب دمای ورودی در رطوبت‌های مختلف نشان می‌دهد. با توجه به این شکل مقدار بازده نقطه شبنم از ۶۴ تا ۸۵ درصد تغییر می‌کند. بر خلاف بازده حباب تر با



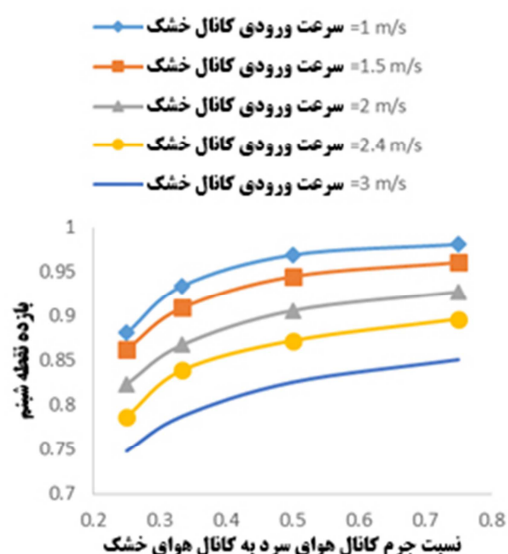
شکل ۱۲- بازده جرم سرد تر بر حسب نسبت هوای اولیه به ثانویه در سرعت های ورودی مختلف

طبق تعریف ضریب عملکرد، افزایش بار سرمایشی باعث افزایش ضریب عملکرد می گردد. افزایش سرعت در کانال تر و خشک باعث کاهش دمای خروجی و در نتیجه افزایش ظرفیت سرمایشی می شود ولی این افزایش سرعت، باعث افزایش افت فشار و توان فن و در نتیجه کاهش ضریب عملکرد می شود. بنابراین افزایش سرعت در کانال ها دو تأثیر متقابل بر روی ضریب عملکرد دارد. شکل ۱۳ نمودار ضریب عملکرد را بر حسب نسبت جرمی هوای تر به خشک در مقادیر مختلف سرعت کانال خشک نشان می دهند. با توجه به این شکل افزایش سرعت در کانال خشک باعث افزایش ضریب عملکرد شده است ولی نسبت جرمی هوای تر به هوای خشک تأثیر یکنواختی بر روی ضریب عملکرد نداشته است. زیرا همان طور که اشاره شد افزایش سرعت از یک سو باعث افزایش ظرفیت سرمایشی و از سوی دیگر باعث افزایش توان مصرفی می گردد. از این جهت با توجه به شکل ۱۲ در یک نسبت جرمی هوای تر به هوای خشک در یک دبی مشخص هوای خشک دارای مقدار بیشینه است. بیشینه ضریب عملکرد در تمامی سرعت ها تقریباً در نسبت ۱/۳ اتفاق می افتد.



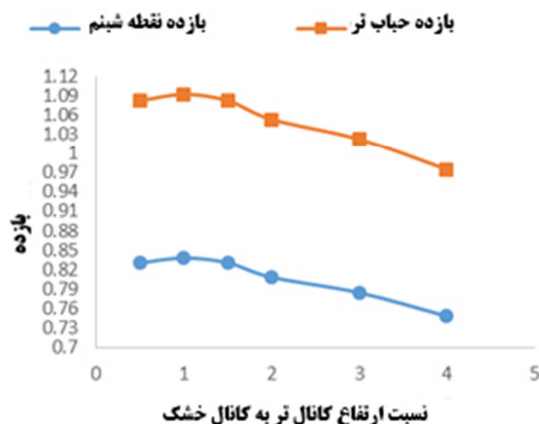
شکل ۱۰- دمای خروجی بر حسب نسبت هوای اولیه به ثانویه در سرعت های ورودی مختلف

شکل های ۱۱ و ۱۲ نمودار بازده نقطه شبنم و بازده جرم تر را بر حسب نسبت جرمی هوای تر به خشک نشان می دهند. با توجه به این شکل ها بازده مبادله کن با کاهش سرعت در کانال خشک و افزایش سرعت در کانال تر افزایش می یابد. زیرا این عوامل با توجه به شکل ۹ باعث کاهش دما در خروجی می گردند و با توجه به اینکه شرایط هوایی برای کلیه شبیه سازی ها یکسان است و همچنین با توجه به تعریف بازده، کاهش سرعت در کانال خشک و افزایش سرعت در کانال تر باعث افزایش بازده می شود.



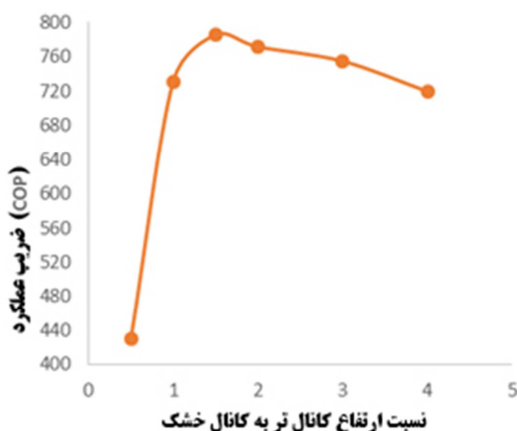
شکل ۱۱- بازده نقطه شبنم بر حسب نسبت هوای اولیه به ثانویه در سرعت های ورودی مختلف

بیشینه در نسبت ۱ اتفاق می‌افتد. که این اتفاق با توجه به تعریف بازده و ثابت بودن شرایط هوا در ورودی قابل توجیه است.



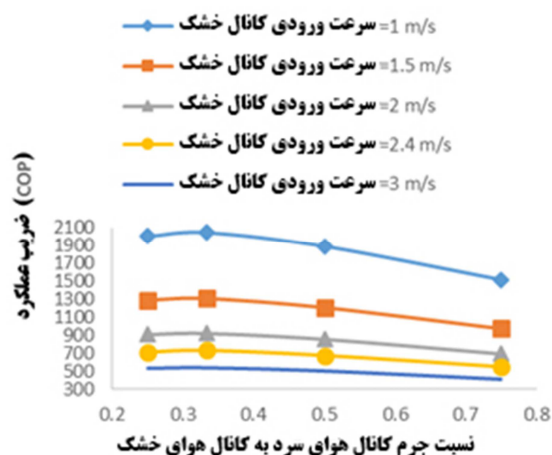
شکل ۱۳- بازده بر حسب نسبت ارتفاع کانال تر به ارتفاع کانال خشک

شکل ۱۶ نیز نمودار ضریب عملکرد را بر حسب نسبت ارتفاع کانال تر به خشک نشان می‌دهد. در این شکل نیز بیشینه‌ی ضریب عملکرد در نسبت ۱ اتفاق می‌افتد. بنابراین با توجه به این نمودار و نمودارهای قبلی می‌توان نتیجه گرفت که بهترین عملکرد مبادله‌کن زمانی است که ارتفاع کانال‌های تر و خشک باهم برابر است.



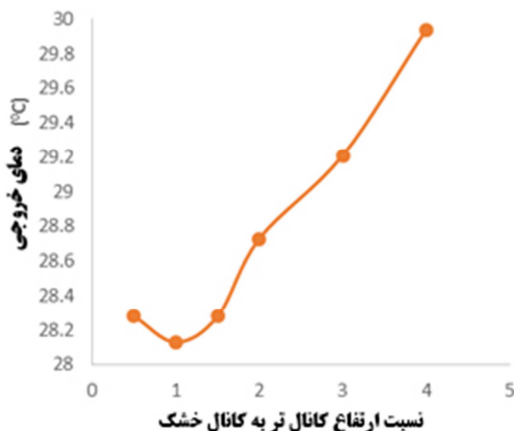
شکل ۱۶- ضریب عملکرد بر حسب نسبت ارتفاع کانال تر به ارتفاع کانال خشک

شکل ۱۷ نمودار بازده حباب تر و بازده نقطه شبنم را بر حسب طول مبادله‌کن نشان می‌دهد. بنابراین شکل بازده در اثر افزایش طول، افزایش می‌یابد. در اثر افزایش طول سطح تماس بین دیواره مرطوب و هوا افزایش می‌یابد بنابراین دما کاهش پیدا می‌کند و با توجه به تعریف بازده این اتفاق توجیه می‌شود.



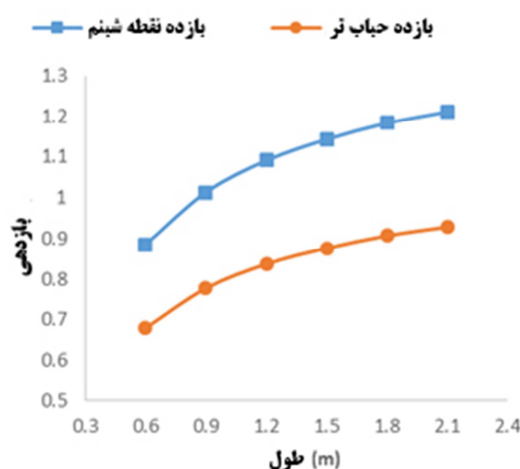
شکل ۱۴- ضریب عملکرد بر حسب نسبت هوای اولیه به ثانویه در سرعت‌های ورودی مختلف

شکل ۱۴ نمودار دمای خروجی بر حسب نسبت ارتفاع کانال تر به خشک را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است نمودار دما در نسبت یک دارای کمترین دما است. دلیل این موضوع این است که وقتی ارتفاع کانال خشک در مقایسه با کانال تر بزرگ‌تر است (یعنی نسبت‌های کمتر از ۱) با توجه به اینکه مقدار جریان جرمی ثابت است، پس سرعت هوا در کانال تر زیادتر و سرعت هوا در کانال خشک کمتر است. بنابراین زمان انتقال گرما در کانال خشک زیاد بوده ولی در کانال تر هوا زمان کافی برای انتقال جرم و گرما ندارد. همچنین وقتی که ارتفاع کانال تر نسبت به کانال خشک بیشتر است (نسبت‌های بزرگ‌تر از ۱) سرعت در کانال خشک زیاد و در کانال تر کمتر است. پس انتقال گرما در کانال تر زمان بیشتری نسبت به کانال خشک دارد. ولی وقتی که ارتفاع کانال‌ها باهم برابر است (نسبت ۱) مناسب‌ترین و بهینه‌ترین شرایط برای انتقال گرما فراهم است.



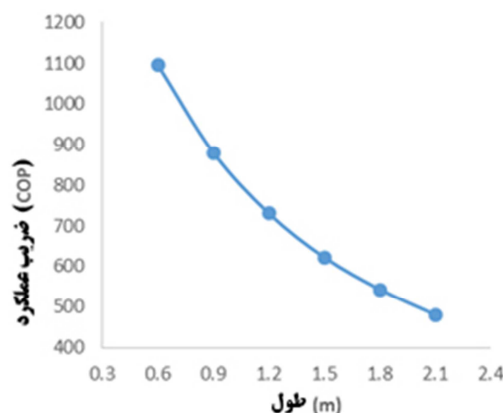
شکل ۱۷- دمای خروجی بر حسب نسبت ارتفاع کانال تر به ارتفاع کانال خشک

شکل ۱۵ نمودار بازده حباب تر و نقطه شبنم را بر حسب نسبت ارتفاع کانال تر به خشک نشان می‌دهد. در این شکل برای هر دو بازده



شکل ۱۷- بازده بر حسب طول مبادله کن

شکل ۱۸ نمودار ضریب عملکرد بر حسب طول مبادله کن را نشان می دهد. طبق این نمودار با افزایش طول ضریب عملکرد کاهش می یابد. طبق تعریف ضریب عملکرد، افزایش طول باعث افزایش سرمای مبادله شده می گردد. ولی از طرفی افزایش طول، باعث افزایش افت فشار و توان فن نیز می شود. بنابراین افزایش طول در کانال ها دو تأثیر متقابل بر روی ضریب عملکرد دارد. با توجه به این شکل بالا افزایش طول مبادله کن در کل باعث کاهش ضریب عملکرد شده است. که این رفتار خود نشان دهنده تأثیرپذیری بیشتر افت فشار در مقابل ظرفیت سرمایشی در اثر افزایش طول است.



شکل ۱۸- ضریب عملکرد بر حسب طول مبادله کن

۴- جمع بندی و نتیجه گیری

در این مقاله یک مبادله کن گرمایی بر پایه چرخه میسوتسنکو با جریان متقابل به روش عددی و با استفاده از ابزار دینامیک سیالات محاسباتی شبیه سازی گردید. همچنین تأثیر کلیه پارامترهای عملیاتی از قبیل دما و رطوبت هوای ورودی و سرعت هوا در کانال های تر و خشک و همچنین پارامترهای هندسی مثل طول مبادله کن و ارتفاع کانال ها بر عملکرد مبادله کن بررسی شد. نتایج حاصل از شبیه سازی را می توان به صورت زیر خلاصه نمود:

- تطبیق نتایج حاصل از شبیه سازی با داده های تجربی
- افزایش دمای خروجی، کاهش بازده حباب تر، افزایش بازده نقطه شبنم، کاهش ظرفیت سرمایشی، کاهش ضریب عملکرد و کاهش نرخ تبخیر آب در اثر افزایش رطوبت هوای ورودی
- افزایش دمای خروجی، افزایش بازده حباب تر، افزایش بازده نقطه شبنم، افزایش ظرفیت سرمایشی، افزایش ضریب عملکرد و افزایش نرخ تبخیر آب در اثر افزایش دمای هوای ورودی
- افزایش دمای خروجی، کاهش بازده حباب تر، کاهش بازده نقطه شبنم، افزایش بار سرمایشی، کاهش ضریب عملکرد و کاهش نرخ تبخیر آب در اثر افزایش سرعت هوا در کانال خشک
- کاهش دمای خروجی، افزایش بازده حباب تر، افزایش بازده نقطه شبنم، افزایش ظرفیت سرمایشی، و افزایش نرخ تبخیر آب در اثر افزایش سرعت هوا در کانال تر
- بیشترین ضریب عملکرد در نسبت جرمی هوای تر به خشک ۱/۳

- کاهش دمای خروجی، افزایش بازده حباب تر، افزایش بازده نقطه شبنم، افزایش بار سرمایشی و کاهش ضریب عملکرد در اثر افزایش رطوبت طول مبادله کن
- بهترین عملکرد مبادله کن در نسبت ارتفاع کانال تر به کانال خشک ۱

۵- فهرست علائم

c_p	ظرفیت گرمایی ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
$D_{i,m}$	ضریب نفوذ مولکولی ($m^2.s^{-1}$)
E	انرژی کل سیال (kJ)
g	شتاب گرانش ($m.s^{-2}$)
H	ارتفاع کانال (m)
H_{fg}	گرمای نهان آب ($kJ.kg^{-1}$)
h	آنتالپی ($kJ.kg^{-1}$)
J	شار انتقال جرم ($kg.m^{-2}.s^{-1}$)
k	ضریب رسانایی گرمایی ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
MR	نسبت جرمی کانال تر به خشک
$\dot{m}$	دبی جرمی ($kg.s^{-1}$)
P	فشار ($kgm^{-1}.s^{-2}$)
Q	دبی حجمی ($m^3.s^{-1}$)
q	گرما (W)
T	دما (K)
t	زمان (s)
v	سرعت (ms^{-1})
w	توان فن (W)
x	مختصات
Y_i	کسر جرمی جز i
y	مختصات

علائم یونانی

μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}.s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})

- [14] Rianguilaikul S. Kumar, An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. Energy and Buildings, Vol. 42, No. 5, 637–644, 2010.

تنسور تنش	τ
رطوبت مطلق	ω
هوا	air
کانال خشک	dry or d
نقطه شبنم	dew
ورودی	in
خروجی	out
کل	t
بخار	v
مقدار متوسط	water
حباب تر	wb
کانال تر	wet or w

۶- مراجع

- [1] Anisimov S., Pandelidis D., Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 84, pp. 974–989, 2015.
- [2] Zhao X., Li J.M., Riffat S.B., Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. Applied Thermal Engineering, Vol. 28, No.14-15, pp. 1942–1951, 2008.
- [3] Ch. Zhan, X. Zhao, S. Smith, S.B. Riffat, Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling, Building and Environment, Vol. 46, No.3, pp. 657–668, 2011.
- [4] Pandelidis D., Anisimov S., Worek W. M., Performance study of the Maisotsenko Cycle heat exchangers in different air-conditioning applications. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 81, pp. 207–221, 2015.
- [5] Bolotin S., Vager B., Vasilijev V., Comparative analysis of the cross-flow indirect evaporative air coolers. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 88, pp. 224–235, 2015.
- [6] Zhan Ch., Duan Zh., Zhao X., Smith S., Jin H., Riffat S., Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling e Paving the path toward sustainable cooling of buildings. Energy Vol. 36 No.12, 36 pp. 6790–6805, 2011.
- [7] Pandelidis D., Anisimov S., Worek W. M., Comparison study of the counter-flow regenerative evaporative heat exchangers with numerical methods. Applied Thermal Engineering Vol. 84, pp. 211–224, 2015.
- [8] Cui X., Chua K.J., Yang W.M., Numerical simulation of a novel energy-efficient dew-point evaporative air cooler. Applied Energy, Vol. 136, pp. 979-988 2014.
- [9] Cui X., Chua K.J., Yang W.M., Ng K.C., Thu K., Nguyen V.T., Studying the performance of an improved dew-point evaporative design for cooling application. Applied Thermal Engineering, Vol. 63, No. 2, pp. 624–633, 2014.
- [10] Versteeg H., Malalasekera W., An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Pearson education, Prentice hall, 2007.
- [11] FLUENT 6.3 user's guide. Fluent documentation, 2006.
- [12] Tsay Y. L., Analysis of heat and mass transfer in a countercurrent-flow wet surface heat exchanger. International journal of heat and fluid flow, Vol. 15, No. 2, pp. 149-156, 1994.
- [13] Fouda Z. Melikyan, A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No. 15, pp. 932–936, 2011.