

تحلیل انرژی مبدل حرارتی فشرده گاز به مایع با کاربری خنک کن میانی در شرایط کاری مختلف

امیر گودرزی^۱

دانشگاه جامع امام حسین(ع)

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۸/۰۲؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۱۰/۱۶)

چکیده

تحلیل انرژی برای شناخت مقدار و نوع قابلیت کاردهی سامانه نسبت به محیط اطراف و چگونگی تغییر خواص ماکروسکوپی آن در طول یک فرآیند می‌باشد. توسط تجزیه و تحلیل انرژی سهم فرآیندهای دخیل در انتقال قابلیت کاردهی ورودی به سامانه و مکانی که در آن افت انرژی مفید در یک سامانه یا فرآیند رخ می‌دهد، تعیین می‌شوند. در تحقیق حاضر تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی پارامتری مبدل حرارتی فشرده گاز به مایع از نوع SR-0.737-11.32، بر اساس نتایج تجربی، در شرایط کاری مختلف مورد توجه قرار گرفته است. برای این منظور مدل مناسب مبدل بر اساس مشخصه‌های هندسی و روابط تئوری و تجربی ترمودینامیکی توسعه یافته است. در این تحقیق ضرایب انتقال حرارت و افت فشار سیال در مبدل از طریق برازش منحنی مناسب بر نتایج تجربی بدست آمده است و محاسبه دمای خروجی هر سیال طبق روش ϵ -Ntu صورت پذیرفته است. متغیرهای شرایط کاری مورد بررسی در این تحقیق شامل دما، فشار و دبی حجمی هوا به عنوان سیال گرم و دبی جرمی آب خنک‌کن می‌باشد. در مورد جریان گرم این متغیرها عواملی هستند که برای موتور مجهز به پرخوران در شرایط کاری مختلف تحت تأثیر قرار می‌گیرند. همچنین محدوده تغییرات دبی آب خنک‌کن بر اساس عدم تبخیر آب در مبدل تعیین شده است. تحلیل انرژی صورت گرفته بر مبنای تأثیر متغیرهای فوق‌الذکر بر مشخصه‌های کارایی مبدل، کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، پارامتر افت فشار سمت هوا و پارامتر افت فشار سمت آب ارائه شده است. همچنین تحلیل انرژی بر مبنای دو تعریف از بازده انرژی و پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی و بررسی تأثیر متغیرهای شرایط کاری بر آنها بیان گردیده است. نتایج این تحقیق بیانگر مقدار و چگونگی تغییر پارامترهای مشخصه در شرایط کاری مختلف می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: مبدل حرارتی فشرده، تحلیل ترمودینامیکی، تحلیل انرژی، روش ϵ -Ntu، نتایج تجربی، مطالعه پارامتری

Exergy Analysis of a Gas to Liquid Compact Heat Exchanger as an Intercooler for Various Working Conditions

A. Goudarzi

Imam Hossein Comprehensive University

(Received: 24/October/2017; Accepted: 6/January/2019)

ABSTRACT

Exergy analysis is a method for recognizing value and type of system availability variations respect to the surrounding environment. It also helps to find how macroscopic properties of the system change during a process. By exergy analysis, proportion of each process in the internal availability transmission and the places of useful energy losses in the system can be determined. In this research, the energy and exergy analysis and the parametric study of a gas to liquid compact heat exchanger (11.32-0.737-SR type) are accomplished for various working conditions. So, the appropriate model for the heat exchanger is achieved based on theoretical and experimental thermodynamic relations. The heat exchanger performance in the presented model is estimated based on the ϵ -Ntu method. In this study, various working conditions are determined by changing some parameters like temperature, pressure and volumetric flow rate of air and mass flow rate of water. The variation range of these parameters is chosen to cover a real intercooler working conditions. For assessment of system performance, energy analysis is performed by definition and evaluation of parameters such as effectiveness and pressure drop coefficient. Also, for exergy analysis parameters such as exergetic efficiency and irreversibility coefficient are considered. The presented results imply how variation of working conditions affects the characteristic parameters of compact heat exchanger.

Keywords: Compact heat exchanger, Thermodynamic analysis, Exergy analysis, ϵ -Ntu method, Empirical results, Parametric study

گاز	G
جریان	f
سیال گرم	h
ورودی	i
میانگین	m
خروجی	o
حرارتی	Q
لوله	t
آب	W
شرایط مرده	0

۱- مقدمه

به منظور انتقال حرارت بین دو سیال مجزا با دمای متفاوت از مبدل حرارتی استفاده می‌شود. مبدل‌های حرارتی براساس نوع عملکرد و چگونگی حرکت سیال در آنها در دسته‌های گوناگون تقسیم‌بندی می‌شوند. یکی از مهم‌ترین گونه‌های مبدل‌های حرارتی، مبدل حرارتی فشرده می‌باشد. این مبدل‌ها اغلب زمانی به کار می‌روند که حداقل یکی از سیال‌های عامل در حالت گازی باشند. مشخصه اصلی این مبدل‌ها نسبت سطح انتقال حرارت به حجم بزرگ، بیش‌تر از $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ می‌باشد که توسط تعداد زیاد پره با فواصل کم قابل حصول می‌باشد [۲،۱].

جنبه‌های قابل توجه در تحلیل یک مبدل حرارتی بررسی میزان گرمای مبادله شده بین سیال‌ها و همچنین، توان مکانیکی پمپاژ مصرف شده به منظور غلبه بر نیروی اصطکاک سیال برای عبور دادن آن از میان سطوح مبدل حرارتی می‌باشد. به این ترتیب مبدل‌هایی که دارای مشخصه اساسی شار حرارتی زیاد نسبت به توان اصطکاک مصرفی باشند به عنوان سطوح بازده بالا شناخته می‌شوند [۳].

دلیل استفاده بیش‌تر از سطوح فشرده در مواجهه با سیال‌های گازی جبران کاستی ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی طرف گازی می‌باشد. عامل افزایشده این کاستی الزام به دبی کم طرف گازی برای پرهیز از توان پمپاژ زیاد و افزایش نسبت ارزش حرارت انتقالی به توان مکانیکی مصرفی می‌باشد. روش‌های متنوعی به منظور افزایش بازده سطوح فشرده به کار گرفته می‌شوند. از این بین می‌توان به ناپیوسته کردن دیواره سطوح، تغییر آرایش قرارگیری لوله‌ها و استفاده از پره‌های موجی اشاره کرد [۴].

فهرست علائم و اختصارات

A	سطح کل انتقال حرارت، m^2
A_{ff}	سطح آزاد عبور جریان، m^2
A_{fr}	سطح مقابل، m^2
C	ظرفیت گرمایی، W/K
c_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت، J/kgK
D_h	قطر هیدرولیک، m
Ex	اگرژی، J
f	ضریب اصطکاک
G	سرعت جرمی، kg/s
\tilde{h}	ضریب انتقال حرارت جابجایی، $\text{W/m}^2\text{K}$
h	انتاپی، J/kg
h_0	انتاپی سکون، J/kg
I	بازگشت‌ناپذیری، J
K	ضریب افت
k	ضریب انتقال حرارت هدایتی، W/mK
L	طول دیوار، m
Nu	عدد ناسلت
Ntu	تعداد واحد انتقال حرارت
P	فشار، Pa
q	گرمای مبادله شده بین دو سیال، J
Pr	عدد پرانتل
R	مقاومت حرارتی، K/W
R''_f	مقاومت حرارتی ناشی از آلودگی سطح، Km^2/W
Re	عدد رینولدز
St	عدد استانتون
T	دما، K
U	مقاومت حرارتی، $\text{W/m}^2\text{K}$
علائم یونانی	
α	چگالی سطح انتقال حرارت، m^{-1}
ε	کارایی
σ	نسبت سطح آزاد عبور جریان به سطح مقابل
ρ	چگالی، kg/m^3
μ	لزجت دینامیکی، kg/sm
ν	لزجت سینماتیکی، m^2/s
η	بازده
η_0	بازده کلی سطح
δ	ضخامت، m
زیرنویس	
A	هوا
c	سیال سرد
Ex	اگرژی
f	فین

تحلیل انرژی مبدل با پره‌های صاف با کاربرد در سامانه برودتی با سیال عامل هلیوم اشاره کرد. ایشان از این روش برای بهینه‌سازی هندسه مبدل استفاده کردند و نتایج حاصله را با نتایج تجربی انجام شده مقایسه کردند [۱۴]. ایپک^۹ و همکارانش از مطالعات تجربی و ترمودینامیکی برای بررسی عملکرد طراحی جدید مبدل فشرده استفاده کردند. همچنین ایشان مقادیر مربوط به افت‌های انرژی را برای مبدل مذکور مورد بررسی قرار دادند [۱۵]. چنگ^{۱۰} در مقاله‌ای مفهوم مقاومت انتروپی^{۱۱} را، بر اساس تولید انتروپی، جهت تحلیل قانون دوم مبدل معرفی کرد. نتایج این تحقیق گویای بهبود عملکرد مبدل با کمینه‌سازی مقاومت انتروپی می‌باشد [۱۶].

در تحقیق حاضر تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی مبدل حرارتی فشرده گاز به مایع بر اساس نتایج تجربی کیز^{۱۲} و لندن^{۱۳} در شرایط کاری مختلف مورد توجه قرار می‌گیرد. برای این منظور ابتدا مدل مناسب مبدل بر اساس مشخصه‌های هندسی و روابط تئوری و تجربی ترمودینامیکی توسعه می‌یابد. سپس تعاریف لازم برای تحلیل انرژی مبدل حرارتی بیان می‌شود. در ادامه مشخصه‌های کارکردی مبدل بر اساس تحلیل‌های مورد نیاز تعریف می‌شوند و در مرحله آخر تأثیر تغییر پارامترهای کاری بر مشخصه‌های کارکردی مبدل بررسی می‌شود. در این تحلیل مواردی که در سایر منابع به صورت محدودتر در نظر گرفته شده‌اند مورد توجه قرار می‌گیرند. برخی از این موارد عبارت از در نظر گرفتن هوا به عنوان مخلوط گاز ایده‌آل، در نظر گرفتن خواص ترموفیزیکی هوا به صورت تابعی از دما و آب به صورت تابعی از دما و فشار و بررسی دو تعریف برای بازده انرژی و پارامتر بازگشت ناپذیری برای تفسیر نتایج انرژی می‌باشند.

۲- تحلیل مبدل فشرده

در این تحقیق، مدل‌سازی مبدل SR-0737-11/32 به‌طور خاص مورد نظر قرار می‌گیرد. این مبدل از نوع سطوح فشرده لوله‌های کتابی با پره‌های صفحه‌ای می‌باشد. از این مبدل‌ها به‌عنوان خنک‌کن میانی هوا به آب در سامانه‌های پرخوران موتورهای احتراق داخلی و سامانه‌های نیروگاهی استفاده زیادی می‌شود [۳]. دلیل این امر بازده بالاتر این سطوح نسبت به سایر گونه‌های سطوح لوله‌ای می‌باشد. البته این مزیت با افت

راتود^۱ و همکارانش در مقاله‌ای به مطالعه اثر مدل‌های مختلف مبدل فشرده بر خواص ترمودینامیکی سیالات عبوری پرداختند و کارایی هر مدل را مورد بررسی قرار دادند [۵]. از مطالعات دیگر در این زمینه می‌توان به کار لی^۲ و گروه همکارانش اشاره کرد. ایشان در این مقاله به بررسی مدل‌های موجود و نسل آینده مبدل‌های فشرده پرداختند و روابط تجربی مربوط به هر مدل را ارائه دادند [۶]. همچنین استاراس^۳ و همکارانش ترفندی نوین برای طراحی و بهینه‌سازی مبدل‌های فشرده با جریان متقاطع در ابعاد میکرو بر اساس بهره‌گیری همزمان از روش‌های محاسباتی و تحلیلی ارائه نموده‌اند [۷].

محتوای انرژی با فاصله گرفتن سامانه از شرایط محیط افزایش می‌یابد [۸]. در واقع قابلیت کاردهی یا انرژی سامانه در یک حالت مشخص، به عنوان بیشترین کار قابل تولید از طریق برهم‌کنش سامانه با محیط اطرافش، در حالی که تنها انتقال حرارت سامانه با محیط صورت گیرد، تا رسیدن به تعادل گرمایی، تعادل مکانیکی و تعادل شیمیایی تعریف می‌شود. انتخاب شرایط محیطی مرجع تأثیر بسزایی در تعیین میزان قابلیت کاردهی سامانه دارد. زیرا این مرجع تعیین‌کننده شرایط وقوع تعادل بین سامانه و محیط می‌باشد. در این تحقیق دما و فشار شرایط محیطی به ترتیب ۲۹۸/۱۵ K و ۱ atm در نظر گرفته شده است [۹].

به عنوان مطالعات متقدم در زمینه تحلیل انرژی مبدل‌های حرارتی می‌توان به کار پائولتی^۴ و همکارانش [۱۰] و کورنلیسن^۵ و همکارانش [۱۱] برای محاسبه افت‌های انرژی در مسیرهای عبور جریان و بهینه‌سازی عملکرد مبدل اشاره کرد. در ادامه ایلماز^۶ و گروه همکارانش بر اساس قانون دوم ترمودینامیک معیارهایی برای ارزیابی عملکرد مبدل‌های حرارتی ارائه کردند. این معیارها در دو کلاس پارامتر انتروپی و پارامتر انرژی دسته‌بندی شده‌اند و نتایج مربوطه مقایسه شده است [۱۲]. گورگیان^۷ و گروه همکارانش بر اساس معیار تولید انتروپی به ارزیابی مبدل‌های فشرده پرداختند. در این مطالعه شرایط کاری مبدل ثابت فرض شده است و ابعاد مبدل به عنوان پارامتر بهینه‌سازی در نظر گرفته شده است [۱۳]. از دیگر مطالعات می‌توان به تحقیق دوهان^۸ و همکارانش در مورد

- 1- Rathod
- 2- Li
- 3- Starace
- 4- Paoletti
- 5- Cornelissen
- 6- Yilmaz
- 7- Gheorghian
- 8- Doohan

- 9- Ipek
- 10- Cheng
- 11- Entropy resistance
- 12- Kays
- 13- London

نسبت سطح انتقال حرارت طرف لوله به حجم کل مبدل از رابطه (۵) به دست می آید. این نسبت نشانگر چگالی سطح انتقال حرارت طرف لوله می باشد. همچنین قطر هیدرولیک هر لوله از رابطه (۶) به دست می آید.

$$\alpha_t = \frac{A_t}{L_1 L_2 L_3}, \quad (5)$$

$$D_h = 4 \frac{\sigma_t}{\alpha_t}, \quad (6)$$

طبق شکل ۱ در سمت گازی به منظور افزایش سطح انتقال حرارت از پره استفاده شده است. بنابراین سطح کلی انتقال حرارت در این قسمت مشتمل بر دو سطح اولیه و ثانویه می باشد که از روابط (۷) و (۸) به دست می آیند و می توان طبق رابطه (۹) به کل سطح انتقال حرارت طرف گازی رسید. در این روابط N_f تعداد پرها و δ_f ضخامت پرها می باشد.

$$A_{p_s} = 2(H_t + W_t)(L_1 - N_f \delta_f) N_f, \quad (7)$$

$$A_{p_x} = 2(L_2 L_3 + H_t W_t N_f) N_f + 2(L_2 - L_3) N_f \delta_f, \quad (8)$$

$$A_g = A_{p_s} + A_{p_x}, \quad (9)$$

کل سطح آزاد عبور گاز و سطح مقابل آن از روابط (۱۰) و (۱۱) به دست می آیند.

$$A_{ff_s} = L_1 L_3 \left(\frac{X_t - W_t}{X_t} \right) - L_3 \delta_f N_f, \quad (7)$$

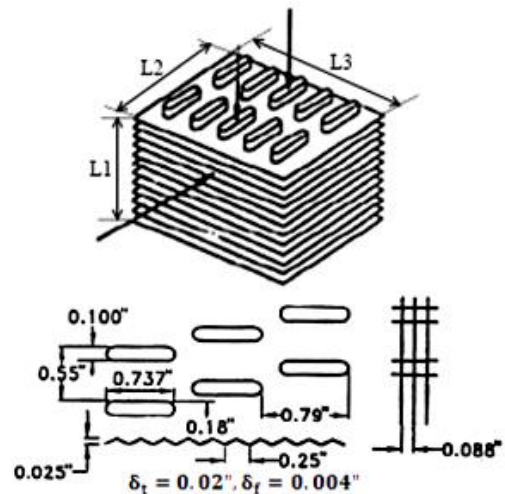
$$A_{ff_x} = L_1 L_3, \quad (8)$$

نسبت سطح جریان آزاد به سطح مقابل، چگالی سطح انتقال حرارت و قطر هیدرولیک در طرف گازی طبق روابط مذکور برای طرف لوله به دست می آیند. برای شبیه سازی مد نظر، سیال جاری در لوله ها آب و سیال عبوری از روی لوله ها هوا می باشد.

۲-۲- محاسبه خواص ترمودینامیکی

جهت محاسبه خواص سیال حین عبور از مبدل نیاز به برآورد اولیه از دمای خروجی سیال می باشد. در مبدل مورد نظر تبادل حرارت بین هوا و آب با اختلاف زیاد بین ضرایب انتقال حرارت جابه جایی رخ می دهد. به این ترتیب به عنوان حدس اولیه برای هوا، باتوجه به این که منحنی درجه حرارت مبدل جریان مخالف را به عنوان تقریبی برای تغییر دمای هر سیال طی عبور از این مبدل می توان در نظر گرفت، دمایی تقریباً برابر دمای ورودی آب فرض می شود. در ادامه برای محاسبه خواص میانگین، مقداری برای دمای میانگین لازم است. برای طرف هوا می توان از تعریف اختلاف دمای لگاریتمی طبق رابطه (۱۲) استفاده کرد [۱].

فشار بیش تر سیال گازی همراه می باشد که باتوجه به مزیت مذکور قابل تحمل می باشد [۴]. این مبدل دارای ۱۱/۳۲ پره در هر اینچ بوده و طول هر لوله در مقطع عرضی ۰/۷۳۷ اینچ می باشد. در این مبدل جریان در لوله ها از ابتدا تا انتها مجزا بوده و پرها نیز ممتد و متوالی می باشند. همچنین، در این مبدل حرف S نشانگر آرایش تناوبی لوله ها و حرف R مبین موج دار بودن پرها می باشند. هر دو عامل فوق در افزایش نرخ انتقال حرارت بین دو سیال موثر می باشند. نمایش شماتیک ابعاد مبدل مذکور در شکل ۱ آمده است. در ادامه شبیه سازی ترمودینامیکی این مبدل مورد توجه قرار می گیرد.



شکل (۱): مشخصات هندسی مبدل SR-۰/۷۳۷-۱۱/۳۲ [۳].

۲-۱- تجزیه و تحلیل هندسی مبدل

تجزیه و تحلیل هندسه مبدل مدنظر مشتمل بر تعیین مشخصات هندسی مجاری عبور سیال مایع و سیال گازی می باشد و برای سهولت تبیین در ادامه به صورت مجزا آورده شده اند.

سطح کل انتقال حرارت سیال درون لوله از رابطه (۱) به دست می آید. در این رابطه N_t تعداد لوله ها و δ_t ضخامت لوله ها می باشد.

$$A_t = 2((H_t - \delta_t) + (W_t - \delta_t)) N_t L_1, \quad (1)$$

کل سطح آزاد عبور جریان و سطح روبروی لوله ها از روابط (۲) و (۳) به دست می آیند. همچنین، نسبت سطح جریان آزاد به سطح مقابل لوله از رابطه (۴) به دست می آید.

$$A_{ff_t} = (H_t - \delta_t)(W_t - \delta_t) N_t, \quad (2)$$

$$A_{ff_x} = L_2 L_3, \quad (3)$$

$$\sigma_t = \frac{A_{ff_t}}{A_{ff_x}}, \quad (4)$$

همان طور که در شکل ۲ دیده می شود، این نتایج به صورت مجموعه نقاط می باشد که از طریق برازش منحنی مناسب می تواند به صورت رابطه ریاضی به کد نوشته شده داده شود. نتایج حاصل از برازش منحنی داده های مبدل مورد مطالعه در روابط (۱۶) و (۱۷) آمده است.

$$f = 0.82263 \text{Re}^{-0.4374}, \quad (16)$$

$$j = St \text{Pr}^{\frac{2}{3}} = 0.1959 \text{Re}^{-0.4256}, \quad (17)$$

با داشتن St از رابطه (۱۷) ضریب انتقال حرارت جابه جایی از رابطه (۱۸) به دست می آید [۱].

$$h = St G c_p, \quad (18)$$

به منظور محاسبه خواص ترمودینامیکی آب می توان به عنوان حدس اولیه، دمایی تقریباً برابر دمای ورودی در خروجی در نظر گرفت. دلیل این امر ضریب انتقال حرارت جابه جایی بسیار بیش تر آب می باشد. همچنین، دمای میانگین آب را می توان از رابطه (۱۹) به دست آورد.

$$T_{m_w} = \frac{(T_{i_w} + T_{o_w})}{2}, \quad (19)$$

حال، می توان خواص ترمودینامیکی آب را بر حسب دمای میانگین محاسبه شده و با توجه به تغییر اندک این خواص بر حسب فشار، با استفاده از نمودارهای خواص اشباع آب محاسبه کرد. برای محاسبه عدد رینولدز مانند روش مشروح در قسمت قبل عمل می شود. با داشتن عدد رینولدز می توان طبق روابط بیان شده توسط پوخوف و جنیلینسکی برای جریان آرام و مغشوش کاملاً توسعه یافته در لوله ضریب اصطکاک و عدد ناسلت را از روابط (۲۰) و (۲۱) به دست آورد. شرط دیگر استفاده از رابطه (۲۰) فرض لوله کاملاً صاف می باشد. توجه به این نکته ضروری است که استفاده از روابط فوق برای لوله های کتابی یک تقریب می باشد زیرا این روابط برای لوله های دایره ای توسعه پیدا کرده اند [۹ و ۱].

$$f = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}}, & \text{Re} < 3000 \\ (0.79 \ln \text{Re} - 1.64)^{-2}, & \text{Re} \geq 3000 \end{cases}, \quad (20)$$

$$Nu = \begin{cases} 4.36, & \text{Re} < 3000 \\ \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} (\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1)}, & 3000 \leq \text{Re} < 5000, \\ & 0.5 < \text{Pr} < 2000 \end{cases}, \quad (21)$$

با محاسبه عدد ناسلت از رابطه (۲۱) می توان ضریب انتقال حرارت جابه جایی را از رابطه (۲۲) به دست آورد [۲].

$$T_{m_a} = \frac{T_{i_a} + T_{o_a}}{2} + \frac{(T_{o_a} - T_{i_a}) - (T_{i_a} - T_{o_a})}{\ln \left(\frac{(T_{o_a} - T_{i_a})}{(T_{i_a} - T_{o_a})} \right)}, \quad (12)$$

حال، می توان با داشتن دمای میانگین خواص ترمودینامیکی هوا شامل ظرفیت گرمایی ویژه، انتالپی، انتروپی، ضریب هدایت حرارتی و لزجت را با فرض گاز شبه ایده آل و با استفاده از جداول جنف به دست آورد [۱۷]. همچنین، عدد پراتنل را می توان از رابطه (۱۳) به دست آورد [۲].

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{k}, \quad (13)$$

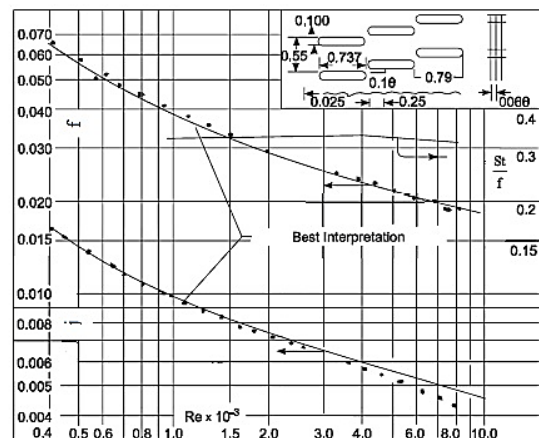
با داشتن این خواص می توان بعد از محاسبه عدد رینولدز جریان به ضریب انتقال حرارت جابه جایی و ضریب افت فشار رسید. برای محاسبه عدد رینولدز از سرعت جرمی سیال، که طبق رابطه (۱۴) تعریف می شود، استفاده می شود.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}}, \quad (14)$$

حال می توان عدد رینولدز را از رابطه (۱۵) به دست آورد [۹].

$$\text{Re} = \frac{D_h G}{\mu}, \quad (15)$$

برای به دست آوردن ضریب انتقال حرارت جابه جایی و ضریب افت فشار سیال در مبدل های فشرده، می توان به نتایج تجربی کیز و لندن مراجعه کرد [۳]. این نتایج نشانگر تغییرات ضریب اصطکاک و پارامتر انتقال حرارت بر حسب عدد رینولدز می باشند. نمونه ای از این نتایج برای مبدل مورد بحث در شکل ۲ آمده است.



شکل (۲): تغییرات ضریب اصطکاک و پارامتر انتقال حرارت برای سیال عبوری از روی لوله ها بر حسب عدد رینولدز برای مبدل فشرده مدل SR-۷۳۷-۰/۳۲-۱۱ [۳].

همچنین، R_{wall} مقاومت دیوارهای مبدل می‌باشد و برحسب نوع دیوار مورد بررسی از رابطه (۲۶) قابل محاسبه می‌باشد [۲].

$$R_{wall} = \begin{cases} \frac{L}{Ak_{wall}}, & \text{plane wall} \\ \ln \left(\frac{\left(\frac{r_2}{r_1} \right)}{2\pi L k_{wall}} \right), & \text{cylindrical wall} \end{cases}, \quad (26)$$

در استفاده از رابطه (۲۶) می‌توان با فرض تعمیر به موقع از مقدار اندک ضریب رسوب صرف‌نظر کرد. همچنین، مقدار مقاومت دیوار به دلیل بزرگی ضریب هدایت حرارتی آن معمولاً قابل اقماض می‌باشد [۳].

۲-۵- محاسبه شرایط خروجی سیال

برای محاسبه دمای خروجی هر سیال از روش ε - Ntu استفاده می‌شود. این روش زمانی به کار می‌رود که ساختمان مبدل و شرایط هر سیال در ورودی مشخص باشد و ضریب کلی انتقال حرارت قابل محاسبه باشد. در این روش دو پارامتر بی‌بعد تعیین‌کننده، کارایی و تعداد واحد های انتقال حرارت می‌باشند که برحسب ظرفیت گرمایی و دمای ورودی و خروجی هر سیال به ترتیب طبق روابط (۲۷) و (۲۸) تعریف می‌شوند [۱].

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}}, \quad q_{max} = C_{min} (T_{i_a} - T_{i_w}), \quad (27)$$

$$Ntu = \frac{UA}{C_{min}}, \quad (28)$$

همان‌طور که از روابط فوق مشخص است، با داشتن ساختمان مبدل، خواص ترمودینامیکی و شرایط ورودی هر سیال می‌توان بیشینه انتقال حرارت ممکن در مبدل و تعداد واحدهای انتقال حرارت را به دست آورد. در این روش کارایی مبدل معمولاً برحسب آرایش جریان، تعداد واحدهای انتقال حرارت و نسبت ظرفیت گرمایی کمینه به بیشینه بیان می‌شود. برای مبدل مورد بحث آرایش جریان از نوع مبدل جریان متقاطع می‌باشد و رابطه (۲۹) مبین کارایی این مبدل است [۱].

$$\varepsilon = 1 - \exp \left(\left(\frac{1}{C_r} \right) Ntu^{0.22} \times (\exp(-C_r Ntu^{0.78}) - 1) \right), \quad (29)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}},$$

حال می‌توان از روابط (۳۰) و (۳۱) دمای خروجی هر سیال را به دست آورد [۱].

$$h_{o_a} = h_{i_a} - \varepsilon q_{max}, \quad (30)$$

$$h = \frac{Nuk}{D_h}, \quad (22)$$

۲-۳- تحلیل عملکرد پره

پره‌ها ابزاری برای افزایش نرخ انتقال حرارت از طریق افزایش سطح مؤثر می‌باشند. بازده پره پارامتری است که عملکرد گرمایی یک پره را تعیین می‌کند. بیش‌ترین نرخ انتقال حرارت از پره هنگامی حاصل می‌شود که دمای سراسر آن برابر دمای پایه پره باشد. ولی از آنجاکه هر پره مقاومت هدایتی معینی دارد، لذا گرادیان دما در طول پره وجود خواهد داشت و حالت فوق یک حالت ایده‌آل است. بنابراین براساس رابطه (۲۳) اقدام به تعریف بازده پره می‌شود [۱].

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h}{\delta_f k_f}}, \quad (23)$$

این رابطه مربوط به پره‌های مستقیم با مقطع مستطیلی و نوک آدیاباتیک می‌باشد که با تقریب خوب برای سایر حالات مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این رابطه h ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی هوا و l طول پره می‌باشد. در مواردی که پره از یک دیوار به دیوار دیگر کشیده شده باشد طول پره نصف فاصله دو دیوار می‌باشد [۳].

حال می‌توان بازده کلی سطح پره‌دار را از رابطه (۲۴) به دست آورد. بازده کلی سطح عملکرد آرایشی از پره‌ها را همراه با سطح اصلی اتصال پره‌ها مشخص می‌کند [۱].

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{p_e}}{A_g} (1 - \eta_f), \quad (23)$$

۲-۴- ضریب انتقال حرارت کلی مبدل

برای در نظر گرفتن اثرات انتقال حرارت جابه‌جایی و هدایتی می‌توان از ضریب انتقال حرارت کلی استفاده کرد. این ضریب به عنوان مقاومت کلی حرارتی در مقابل انتقال حرارت بین دو سیال طبق رابطه (۲۵) تعریف می‌شود [۱]. در این تحقیق انتقال حرارت تنها بین دو سیال فرض شده است و کل مبدل آدیاباتیک در نظر گرفته شده است.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{R''_f}{(\eta_o A)_c} + R''_{wall} + \frac{R''_f}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o hA)_h}, \quad (25)$$

در رابطه فوق، R''_f مقاومت ناشی از آلودگی سطح می‌باشد و ضریب رسوب نامیده می‌شود. مقدار این ضریب بستگی به دمای کاری، سرعت سیال و طول دوره تعمیر مبدل دارد. این پارامتر معمولاً طی کارکرد مبدل متغیر می‌باشد و می‌تواند سبب افزایش بسیار زیاد مقاومت حرارتی سامانه گردد.

که در این رابطه، T_j دمای مرجع انتقال حرارت سیال در هر مرز می‌باشد. در این تحقیق طبق رابطه (۳۸) دمای لگاریتمی به‌عنوان دمای مرجع در نظر گرفته شده است.

$$T_{ln} = \frac{T_o - T_i}{\ln\left(\frac{T_o}{T_i}\right)}, \quad (38)$$

عبارت سوم در رابطه (۳۶) نرخ انتقال انرژی همراه با کار می‌باشد که برای حجم کنترل برابر نرخ کار سامانه می‌باشد [۹]. البته در مبدل‌ها این عبارت برابر صفر می‌باشد. عبارات چهارم و پنجم در رابطه (۳۶) به ترتیب نرخ انرژی جریان خروجی و ورودی سامانه می‌باشند و از رابطه (۳۹) به‌دست می‌آیند [۸].

$$\dot{E}x_f = \sum_k \dot{m}_k b_k, \quad (39)$$

$$b = \sum_i y_i \left[h_i - h_{i_0} - T_0 (s_i - s_{i_0}) \right],$$

عبارت آخر در رابطه (۳۶) نشانگر نرخ بازگشت ناپذیری، نرخ تخریب انرژی، درون سامانه می‌باشد. روش دیگر محاسبه این عبارت، استفاده از رابطه تعادلی انتروپی درون سامانه به منظور محاسبه نرخ تولید انتروپی است که توسط آن می‌توان از رابطه $\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen}$ به میزان بازگشت ناپذیری رسید [۸].

۴- نتایج و بحث

در تحقیق حاضر تحلیل انرژی و انرژی مبدل فشرده در شرایط کاری مختلف مدنظر می‌باشد. برای این منظور از مبدل با ابعاد ۲۵/۴، ۱۱/۴ و ۲۲/۹ سانتی‌متر به ترتیب برای L_2 و L_3 در شکل ۱، استفاده شده است. در تحقیق حاضر بکارگیری این مبدل به عنوان خنک‌کن میانی برای سامانه پرخورانی مورد نظر قرار گرفته است. به این ترتیب که جریان هوای گرم خروجی از کمپرسور، به منظور افزایش چگالی، توسط جریان آب خنک‌کن در این مبدل سرد می‌شود. لازم به ذکر است که در تحقیق حاضر ترکیب شیمیایی هوا بر اساس رطوبت نسبی ۶۰٪ در نظر گرفته شده است [۱۸]. ذکر این مشخصه به دلیل تعیین حالت مرده و اثرگذاری بر پارامترهای ترمودینامیکی لازم می‌باشد. دما و فشار ورودی آب خنک‌کن به ترتیب ۳۰۰ K و ۱/۲ bar در نظر گرفته شده‌اند. پارامترهای مورد بررسی شامل دما، فشار و دبی حجمی هوای عبوری می‌باشند. این متغیرها عواملی هستند که برای موتور مجهز به پرخوران در شرایط کاری مختلف تحت تأثیر قرار می‌گیرند. محدوده تغییرات این متغیرها به منظور بررسی شرایط مختلف وسیع‌تر از محدوده

$$h_{o_w} = h_w + \varepsilon q_{max}, \quad (31)$$

فشار خروجی هر سیال با در نظر گرفتن ضرایب افت جریان در ورودی و خروجی برای معادلات ممنتوم از رابطه (۳۲) به‌دست می‌آید [۳].

$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{G^2 v_i}{2P_i} \left[\left(K_i + 1 - \sigma^2 \right) + 2 \left(\frac{v_0}{v_i} - 1 \right) + f \left(\frac{A}{A_{ff}} \right) \left(\frac{v_m}{v_i} \right) - (1 - \sigma^2 - K_0) \left(\frac{v_0}{v_i} \right) \right], \quad (32)$$

برای جریان سیال عمود بر توده لوله‌ها اثر افت ورودی و خروجی به مبدل در ضریب اصطکاک ظاهر می‌شود و ضرایب افت از رابطه (۳۲) حذف می‌گردند و به این ترتیب رابطه (۳۳) حاصل می‌شود.

$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{G^2 v_i}{2P_i} \left[\left(1 + \sigma^2 \right) \left(\frac{v_0}{v_i} - 1 \right) + f \left(\frac{A}{A_{ff}} \right) \left(\frac{v_m}{v_i} \right) \right], \quad (33)$$

در رابطه (۳۳) برای سمت هوا می‌توان با فرض گاز ایده‌آل و از رابطه (۳۴) حجم مخصوص را محاسبه کرد [۹].

$$\frac{v_m}{v_i} = \frac{P_i}{\left(\frac{P_i + P_o}{2} \right)} \frac{T_m}{T_i}, \quad (34)$$

همچنین، برای سمت آب می‌توان از فرض ثابت‌بودن چگالی سیال با دقت خوب استفاده کرد و به رابطه (۳۵) رسید.

$$\frac{\Delta P}{P_i} = \frac{G^2 v}{2P_i} f \left(\frac{A}{A_{ff}} \right), \quad (35)$$

۳- رابطه تعادلی انرژی

با توجه به تعاریف موجود می‌توان رابطه تعادلی انرژی را برای یک سامانه طبق رابطه (۳۶) تعریف کرد [۸].

$$\frac{dA_{sys}}{dt} - \dot{E}x_Q + \dot{E}x_W + \dot{E}x_{f_e} - \dot{E}x_{f_i} + \dot{I} = 0, \quad (36)$$

که در آن، عبارت اول مربوط به نرخ تغییر انرژی درون سامانه می‌باشد. این عبارت با توجه به تحلیل پایای مسئله از رابطه حذف می‌شود. عبارت دوم مربوط به نرخ انرژی منتقل شده توسط انتقال حرارت است که از رابطه (۳۷) قابل محاسبه می‌باشد [۹].

$$\dot{E}x_Q = \int_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j, \quad (37)$$

۴-۱- متغیر فشار هوا

در این قسمت تأثیر تغییرات فشار هوای ورودی بر مشخصه‌های مذکور مورد بررسی می‌باشد. برای این منظور مقدار دبی هوای عبوری و دمای ورودی آن به ترتیب 1 kg/s و 400 K در نظر گرفته شده‌اند و تغییرات مشخصه‌ها برای فشارهای ۱، $1/5$ ، ۲ و 3 bar مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج مربوطه برای کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، کارایی مبدل، پارامتر فشار سمت هوا و پارامتر فشار سمت آب، تعاریف مختلف بازده اگزرژی و پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی به ترتیب در شکل‌های ۳ تا ۱۰ ارائه شده‌اند. همانطور که از شکل ۳ مشخص است افزایش فشار هوای ورودی سبب کاهش مشخصه کارایی سمت هوا می‌شود. دلیل این امر افزایش دبی جرمی هوا به واسطه افزایش فشار هوا، طبق رابطه گاز کامل $\rho = P/RT$ ، می‌باشد. از سوی دیگر بر اساس نتایج شکل ۴ افزایش فشار هوا به دلیل افزایش دبی جرمی هوا سبب تغییر دمای بیشتر آب می‌شود و کارایی سمت آب را افزایش می‌دهد. البته به دلیل ظرفیت گرمایی ویژه بسیار بیشتر آب این افزایش زیاد نمی‌باشد. شایان ذکر است که منحنی کارایی مبدل، طبق تعریف، از منحنی کارایی با ظرفیت گرمایی کمتر پیروی می‌کند بنابراین، طبق شکل ۵، در دبی‌های آب کمتر، از کارایی سمت آب و از دبی خاصی به بعد، که نقطه همرسی منحنی شکل‌های ۳ و ۴ است، از منحنی سمت هوا تبعیت می‌نماید. به این ترتیب مقدار کارایی مبدل در دبی‌های پایین آب با افزایش فشار هوا افزایش می‌یابد و در دبی‌های بیشتر کاهش می‌یابد. طبق شکل ۶، افزایش فشار هوا سبب کاهش پارامتر افت فشار سمت هوا می‌گردد. این امر با وجود افزایش افت فشار سمت هوا با افزایش فشار هوای ورودی بر اساس رابطه (۳۳) رخ می‌دهد که در مقابل افزایش فشار ورودی در مخرج کسر کمتر است. از نتایج شکل ۷ می‌توان دریافت که تغییر فشار هوای ورودی بر پارامتر افت فشار سمت آب بی‌تأثیر است. از سوی دیگر، طبق شکل‌های ۳ و ۴، افزایش دبی آب سبب افزایش کارایی سمت هوا و کاهش کارایی سمت آب می‌شود. افزایش دبی آب سبب افزایش ظرفیت گرمایی آب می‌شود و در نتیجه تغییرات دمایی آن را طی انتقال حرارت کاهش می‌دهد و نتیجه فوق را حاصل می‌نماید. همچنین، طبق شکل ۶، مقدار دبی آب بر پارامتر افت فشار هوا، به جز در مقادیر بسیار پایین، تقریباً بی‌تأثیر است و طبق شکل ۷ افزایش دبی آب سبب افزایش پارامتر افت فشار آب می‌شود که دلیل آن افزایش عدد رینولدز جریان و افت اصطکاکی می‌باشد.

کاری مبدل در نظر گرفته شده است. به این ترتیب برای برخی مقادیر پارامترها نمی‌توان مابه‌ازای عینی در شرایط کارکردی مبدل متصور بود. شایان ذکر است، محدوده تغییرات دبی جرمی آب طوری در نظر گرفته شده است که تبخیر در هیچ حالتی رخ ندهد. برای درک بهتر، تأثیر هر پارامتر به صورت مجزا و برای دبی‌های جرمی متفاوت آب خنک‌کن ارائه شده است. تحلیل صورت گرفته بر مبنای تأثیر پارامترهای فوق‌الذکر بر مشخصه‌های کارایی مبدل، کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، پارامتر افت فشار سمت هوا، پارامتر افت فشار سمت آب، تعاریف مختلف بازده اگزرژی و پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی ارائه شده است. در ارائه نتایج، به منظور مشاهده و تحلیل بهتر، محدوده نمایش پارامترهای متناظر در شکل‌های مربوط به متغیرهای مختلف، یکسان در نظر گرفته شده است.

در این تحقیق منظور از کارایی سمت هوا و آب نسبت حرارت دفع و جذب شده به میزان ایده‌آل می‌باشد و به ترتیب طبق روابط (۴۰) و (۴۱) تعریف شده‌اند. همچنین پارامتر فشار عبارت از نسبت افت فشار به فشار ورودی هر سیال می‌باشد.

$$\varepsilon_A = \frac{h_{i_a} - h_{o_a}}{h_{i_a} - h_a(T_{i_w})}, \quad (40)$$

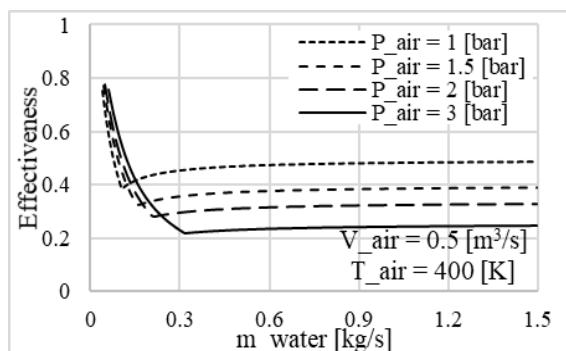
$$\varepsilon_W = \frac{h_{o_w} - h_{i_w}}{h_w(T_{i_a}) - h_w}, \quad (41)$$

در تحقیق حاضر همچنین از پارامترهای بی‌بعد برای تحلیل اگزرژی سامانه استفاده شده است. پارامتر اول مربوط به بازده اگزرژی می‌باشد. برای این پارامتر تعاریف متعدد با تفاسیر مختلفی قابل بیان می‌باشد که در این تحقیق به دو مورد اشاره شده است. تعریف اول طبق رابطه (۴۲) بر اساس نسبت اگزرژی کل خروجی به اگزرژی کل ورودی و تعریف دوم طبق رابطه (۴۳) بر اساس نسبت اگزرژی جذب شده در جریان سرد به اگزرژی از دست رفته در جریان گرم بیان می‌شوند. پارامتر بعدی نسبت بازگشت‌ناپذیری حرارتی از کل بازگشت‌ناپذیری مبدل می‌باشد و طبق رابطه (۴۴) تعریف می‌شود.

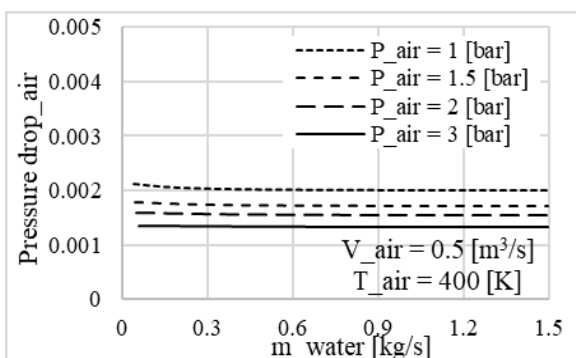
$$\eta_{Ex_i} = \frac{\sum \dot{E}x_o}{\sum \dot{E}x_i}, \quad (42)$$

$$\eta_{Ex_n} = \frac{\Delta \dot{E}x_w}{\Delta \dot{E}x_A}, \quad (43)$$

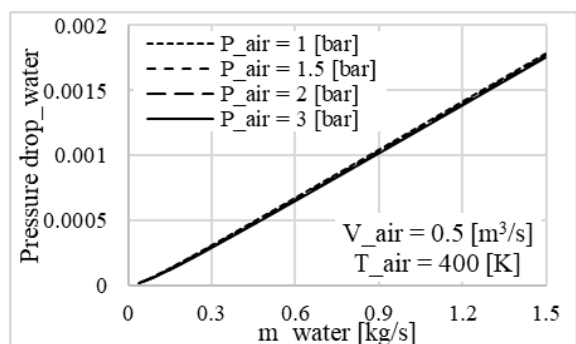
$$I_Q = \frac{\dot{Q}T_0 \left(\frac{1}{T_{in_w}} - \frac{1}{T_{in_a}} \right)}{i}, \quad (44)$$



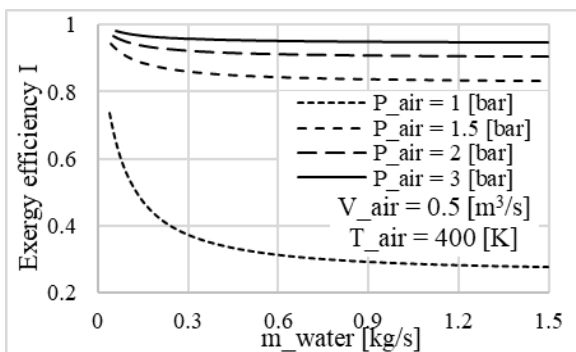
شکل (۵): منحنی تغییرات مشخصه کارایی مبدل بر حسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف.



شکل (۶): منحنی تغییرات پارامتر افت فشار سمت هوا بر حسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف.

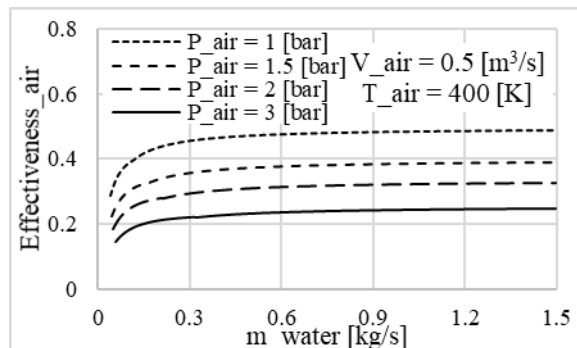


شکل (۷): منحنی تغییرات پارامتر افت فشار سمت آب بر حسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف.

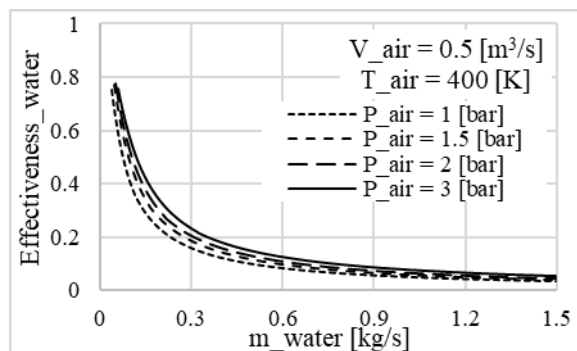


شکل (۸): منحنی تغییرات بازده انرژی مبدل (تعریف اول) بر حسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف.

در ادامه پارامترهای مربوط به تحلیل انرژی مورد بررسی قرار می‌گیرند. شکل ۸ گویای افزایش بازده انرژی (تعریف اول) با افزایش فشار هوا می‌باشد. افزایش فشار هوا به سبب افزایش دبی جرمی هوا و همچنین افزایش اختلاف شرایط کاری با حالت مرده موجب افزایش انرژی ورودی هوا می‌گردد. از سوی دیگر افزایش فشار هوا سبب افزایش بازگشت-ناپذیری حرارتی و اصطکاکی می‌شود که اولی به دلیل افزایش اختلاف دمای دو سمت در انتقال حرارت و دومی به دلیل افزایش افت اصطکاکی می‌باشد. البته میزان افزایش بازگشت-ناپذیری از میزان افزایش انرژی ورودی کمتر است و به این ترتیب نتایج شکل ۸ تفسیر می‌شود. شکل ۹ گویای افزایش بازده انرژی (تعریف دوم) با افزایش فشار هوا می‌باشد. این امر به معنای کاهش بازگشت-ناپذیری در برابر تغییر انرژی جریان گرم می‌باشد. نتایج شکل ۱۰ بیانگر عدم تأثیر فشار هوای ورودی بر سهم بازگشت-ناپذیری حرارتی از بازگشت-ناپذیری کل می‌باشد. دلیل این امر نرخ یکسان افزایش بازگشت-ناپذیری‌های حرارتی و اصطکاکی با افزایش فشار هوای ورودی می‌باشد. همچنین از این شکل می‌توان دریافت که سهم بازگشت-ناپذیری حرارتی بسیار بیشتر است. در دبی‌های آب بسیار کم، انتقال حرارت در اختلاف دمای کمتری بین دو سیال رخ می‌دهد و سهم بازگشت-ناپذیری حرارتی کاهش می‌یابد.



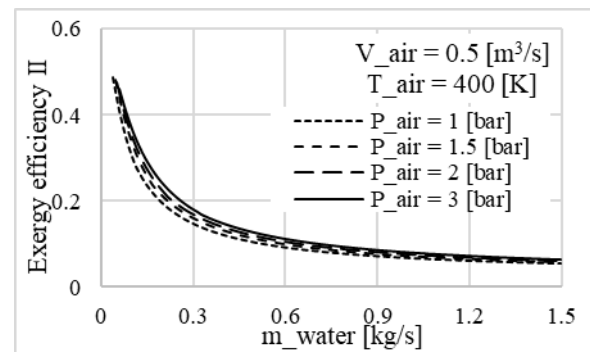
شکل (۹): منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت هوا بر حسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف.



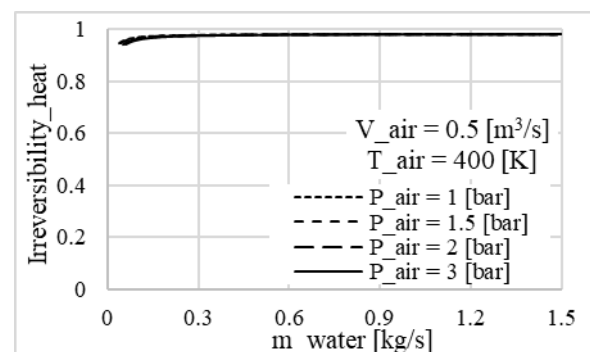
شکل (۱۰): منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت آب بر حسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف.

کارایی سمت آب و از سوی دیگر موجب افزایش اختلاف دمای دو سیال و افزایش ظرفیت گرمایی ویژه سمت هوا به مقدار بسیار کم و ایجاد پتانسیل افزایش کارایی سمت آب می‌شود. این دو اثر متضاد طبق شکل ۱۲ همدیگر را خنثی می‌کنند و کارایی سمت آب از افزایش دمای هوای ورودی بی‌تأثیر می‌گردد. نتایج شکل ۱۳، طبق تعریف، گویای تطبیق مقدار این پارامتر بر کارایی سمت دارای ظرفیت گرمایی کمتر است. لازم به ذکر است که افزایش دمای هوای ورودی مقدار ظرفیت گرمایی در رابطه (۲۸) را تحت تأثیر قرار می‌دهد و تغییر Ntu سبب تغییر ε می‌گردد. طبق شکل ۱۴ افزایش دما سبب کاهش پارامتر افت فشار سمت هوا می‌شود. دلیل این امر اثرات متضاد کاهش دبی جرمی هوا و افزایش لزجت هوا بر افت فشار هوا می‌باشد که منجر به تغییر کم این پارامتر با افزایش دما می‌گردد. همچنین طبق شکل ۱۵ افزایش دمای هوا سبب کاهش پارامتر فشار سمت آب می‌گردد. دلیل این امر وسیع شدن محدوده افزایش دمای آب با زیاد شدن دمای هوای ورودی و در نتیجه کاهش لزجت آب با افزایش دمای آن می‌باشد. بنابراین با افزایش دما عدد رینولدز سمت هوا کاهش و برای آب افزایش می‌یابد. با توجه به مواجهه با جریان آرام سمت آب افزایش عدد رینولدز، طبق رابطه (۲۰)، موجب کاهش ضریب افت اصطکاکی می‌شود.

در ادامه پارامترهای مربوط به تحلیل اگزرژی مورد بررسی قرار می‌گیرند. شکل ۱۶ گویای کاهش بازده اگزرژی (تعریف اول) با افزایش دمای هوا می‌باشد. دلیل این امر افزایش بازگشت‌ناپذیری حرارتی، که طبق شکل ۱۸ بیشترین سهم از بازگشت‌ناپذیری کل را دارد، به دلیل انتقال حرارت بین دو سیال با اختلاف دمای زیاد می‌باشد. شکل ۱۷ گویای افزایش بازده اگزرژی (تعریف دوم) با افزایش دمای هوا در دبی‌های آب پایین و بر عکس شدن این روند در دبی‌های آب بالا می‌باشد. نتایج شکل ۱۸ بیانگر افزایش سهم بازگشت‌ناپذیری حرارتی از بازگشت‌ناپذیری کل با افزایش دمای هوا می‌باشد که دلیل آن انتقال حرارت بین دو سیال با اختلاف دمای زیاد است. در دبی‌های آب بسیار کم سهم بازگشت‌ناپذیری اصطکاکی افزایش می‌یابد که دلیل آن کاهش اختلاف دمای دو سیال و انتقال حرارت بین منابع با دمای نزدیک می‌باشد. این امر برای دماهای هوای ورودی کمتر از دمای اشباع آب بیشتر قابل مشاهده می‌باشد. از سوی دیگر بر اساس نتایج شکل ۱۴ افزایش دمای هوا سبب کاهش بازگشت‌ناپذیری در اثر افت اصطکاکی می‌شود.



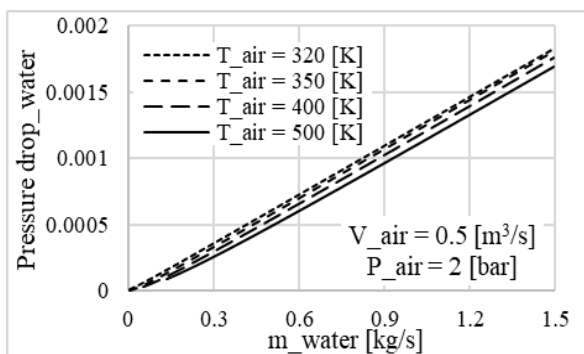
شکل (۹): منحنی تغییرات بازده اگزرژی مبدل (تعریف دوم) بر حسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف.



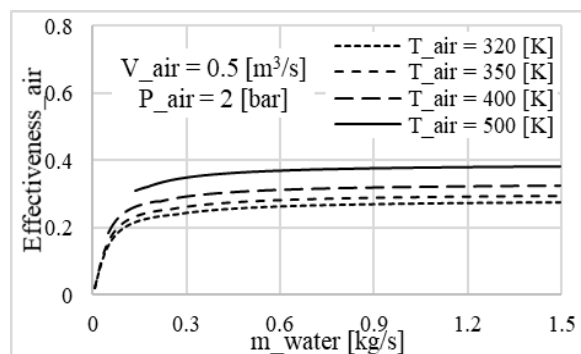
شکل (۱۰): منحنی تغییرات پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی بر حسب دبی آب برای فشارهای هوای ورودی مختلف.

۲-۴- متغیر دمای هوا

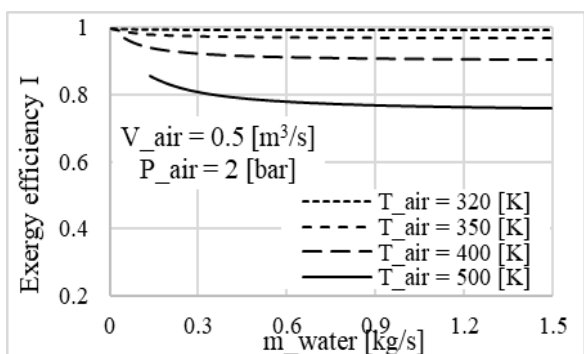
در این قسمت تأثیر تغییرات دمای هوای ورودی بر مشخصه‌ها مورد بررسی می‌باشد. برای این منظور مقدار دبی هوای عبوری و فشار ورودی آن به ترتیب ۱ kg/s و ۲ bar در نظر گرفته شده‌اند و تغییرات مشخصه‌ها برای دماهای ۳۲۰، ۳۵۰، ۴۰۰ و ۵۰۰ K مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج مربوطه برای کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، کارایی مبدل، پارامتر فشار سمت هوا، پارامتر فشار سمت آب، تعاریف مختلف بازده اگزرژی و پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی به ترتیب در شکل‌های ۱۱ تا ۱۸ ارائه شده‌اند. همان‌طور که از این شکل‌ها مشخص است برای دماهای هوای ورودی کمتر از دمای اشباع آب در ۱/۲ bar، یعنی ۱۰۴ °C، تبخیر آب رخ نخواهد داد و محدوده تغییرات دبی تا مقادیر بسیار کم قابلیت توسعه خواهد داشت. نتایج شکل ۱۱ گویای افزایش کارایی سمت هوا با افزایش دمای هوای ورودی می‌باشد. دلیل این امر کاهش دبی جرمی هوای عبوری و افزایش قابلیت تغییر دمای آن می‌باشد. شکل ۱۲ گویای عدم تغییر کارایی سمت آب به واسطه تغییر دمای جرمی هوای ورودی می‌باشد. افزایش دما از یک سو سبب کاهش دبی جرمی هوای عبوری و نتیجتاً ایجاد پتانسیل کاهش



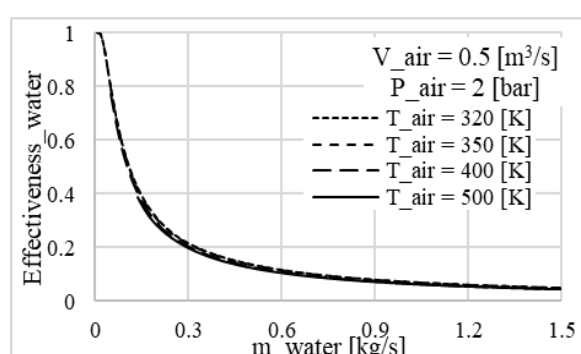
شکل (۱۵): منحنی تغییرات پارامتر افت فشار سمت آب بر حسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف.



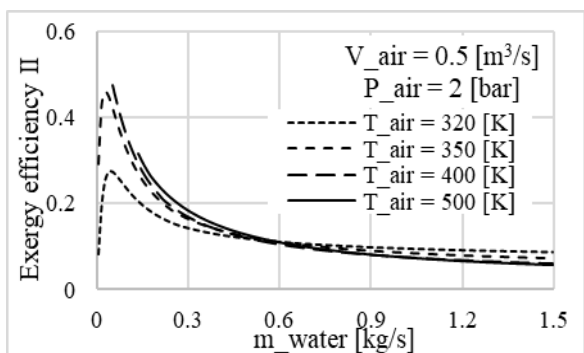
شکل (۱۱): منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت هوا بر حسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف.



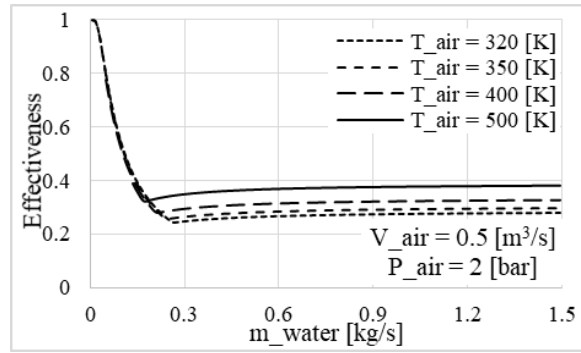
شکل (۱۶): منحنی تغییرات بازده اگزرژی مبدل (تعریف اول) بر حسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف.



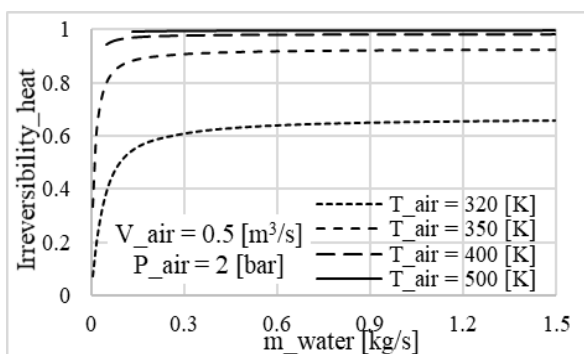
شکل (۱۲): منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت آب بر حسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف.



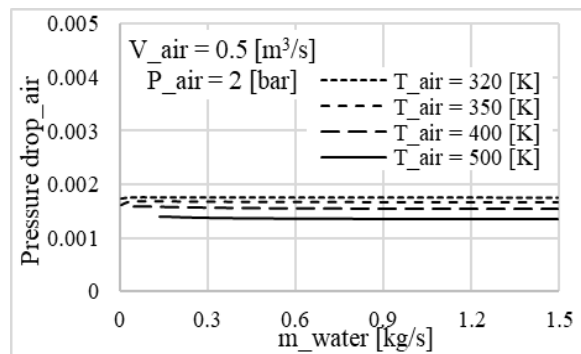
شکل (۱۷): منحنی تغییرات بازده اگزرژی مبدل (تعریف دوم) بر حسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف.



شکل (۱۳): منحنی تغییرات مشخصه کارایی مبدل بر حسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف.



شکل (۱۸): منحنی تغییرات پارامتر بازگشتناپذیری حرارتی بر حسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف.



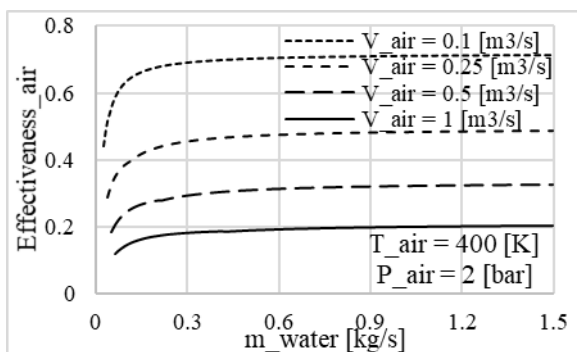
شکل (۱۴): منحنی تغییرات پارامتر افت فشار سمت هوا بر حسب دبی آب برای دماهای هوای ورودی مختلف.

۴-۳- متغیر دبی حجمی هوا

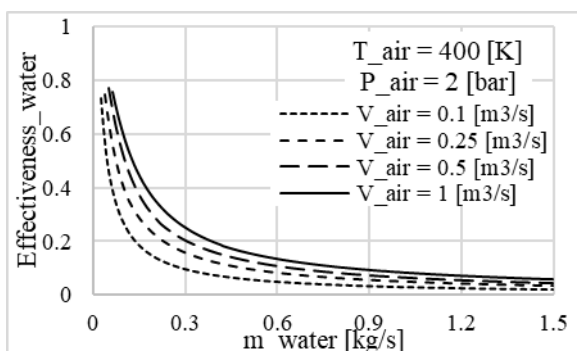
در این قسمت تأثیر تغییرات دبی هوای ورودی بر مشخصه‌ها مورد بررسی می‌باشد. برای این منظور مقدار دما و فشار هوای ورودی به ترتیب 400 K و 2 bar در نظر گرفته شده‌اند و تغییرات مشخصه‌ها برای دبی‌های 0.1 ، 0.25 ، 0.5 و $1\text{ m}^3/\text{s}$ مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج مربوطه برای کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، کارایی مبدل، پارامتر فشار سمت هوا، پارامتر فشار سمت آب، تعاریف مختلف بازده اگزرژی و پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی به ترتیب در شکل‌های ۱۹ تا ۲۶ ارائه شده‌اند. همان‌طور که از شکل ۱۹ مشخص است افزایش دبی هوای عبوری سبب کاهش کارایی سمت هوا می‌شود. دلیل این امر افزایش ظرفیت گرمایی هوا و تبعاً کاهش میزان تغییر دمای هوا می‌باشد. از سوی دیگر، طبق شکل ۲۰، افزایش دبی هوای عبوری سبب افزایش کارایی سمت آب می‌گردد. طبق رابطه (۴۱) این امر به معنای افزایش میزان انتقال حرارت بین دو سیال با افزایش دبی هوای عبوری می‌باشد. دلیل این امر افزایش ضریب انتقال حرارت سمت هوا طبق روابط (۱۷) و (۱۸)، با افزایش دبی هوا، در نتیجه کاهش مقاومت حرارتی کلی مبدل طبق رابطه (۲۵) و افزایش انتقال حرارت است. از شکل ۲۱ می‌توان دریافت افزایش دبی هوا پیش و پس از نقطه همرسی منحنی شکل‌های ۱۹ و ۲۰ اثر عکس دارد. دلیل این امر تغییر ظرفیت گرمایی، رابطه (۲۷)، از آب به هوا می‌باشد. همان‌طور که از شکل ۲۲ مشخص است افزایش دبی هوا سبب افزایش پارامتر افت فشار سمت هوا می‌گردد که این امر از روابط (۱۶) و (۳۵) کاملاً توجیه‌پذیر است. به این ترتیب که افزایش دبی هوا سبب افزایش عدد رینولدز سمت هوا و در نتیجه کاهش ضریب اصطکاک می‌شود. با این وجود میزان افت فشار طبق رابطه (۳۵) افزایش خواهد داشت. همچنین همان‌طور که از شکل ۲۳ مشخص است افزایش دبی هوا به میزان اندکی سبب کاهش پارامتر افت فشار سمت هوا می‌شود دلیل این امر افزایش دمای آب خروجی بر اثر افزایش انتقال حرارت طبق شکل ۲۰ و تأثیر کاهش لزجت آب می‌باشد.

در ادامه پارامترهای مربوط به تحلیل اگزرژی مورد بررسی قرار می‌گیرند. افزایش دبی هوا از یک سو موجب افزایش بازگشت‌ناپذیری اصطکاکی بر اساس شکل ۲۲ و از سوی دیگر موجب افزایش بازگشت‌ناپذیری حرارتی به دلیل انتقال حرارت

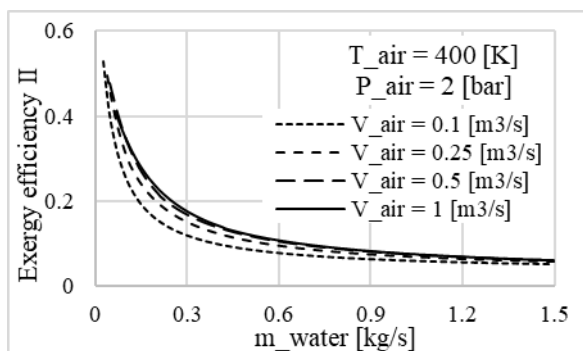
در اختلاف دمای بیشتر می‌گردد. به این ترتیب مقدار کل بازگشت‌ناپذیری با افزایش دبی هوا افزایش خواهد یافت. نتایج شکل ۲۴ گویای افزایش بازده اگزرژی (تعریف اول) با افزایش دبی هوا می‌باشد. دلیل این امر افزایش اگزرژی هوای ورودی با افزایش دبی هوا و تأثیر بیشتر آن نسبت به بازگشت‌ناپذیری مبدل می‌باشد. البته در دبی‌های بسیار پایین به دلیل تأثیرپذیری اندک بازگشت‌ناپذیری اصطکاکی از دبی آب، خصوصاً برای دبی‌های هوای بیشتر، و مقدار کم بازگشت‌ناپذیری حرارتی روند افزایش بازده اگزرژی (تعریف اول) با افزایش دبی هوا برقرار نمی‌باشد. شایان ذکر است که برای دبی‌های هوای کمتر سهم بازگشت‌ناپذیری اصطکاکی سمت آب از بازگشت‌ناپذیری اصطکاکی کل افزایش می‌یابد. شکل ۲۵ گویای افزایش بازده اگزرژی (تعریف دوم) با افزایش دبی هوا می‌باشد. البته در دبی‌های بسیار کم الگوی مذکور برقرار نمی‌باشد. نتایج شکل ۲۶ بیانگر کاهش سهم بازگشت‌ناپذیری حرارتی از بازگشت‌ناپذیری کل با افزایش دبی هوا می‌باشد. این امر به دلیل بازگشت‌ناپذیری اصطکاکی بالا در دبی‌های بیشتر بر اساس نتایج شکل ۲۲ می‌باشد.



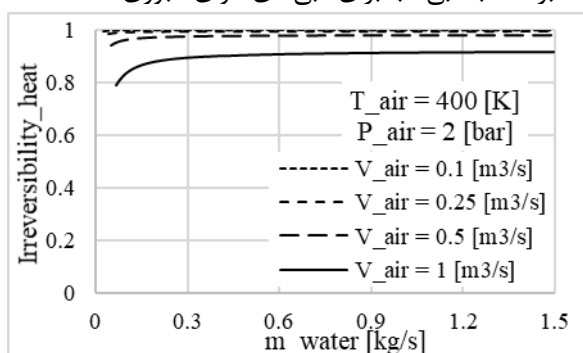
شکل (۱۹): منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت هوا بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف.



شکل (۲۰): منحنی تغییرات مشخصه کارایی سمت آب بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف.



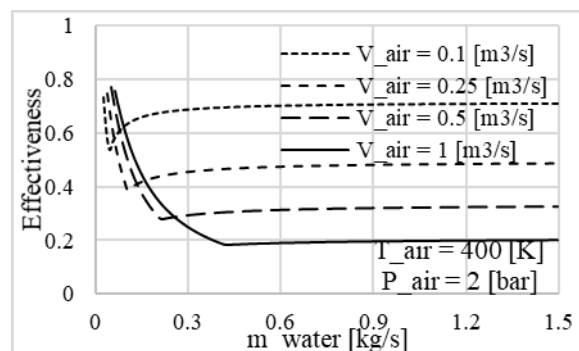
شکل (۲۵): منحنی تغییرات بازده انرژی مبدل (تعریف دوم) بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف.



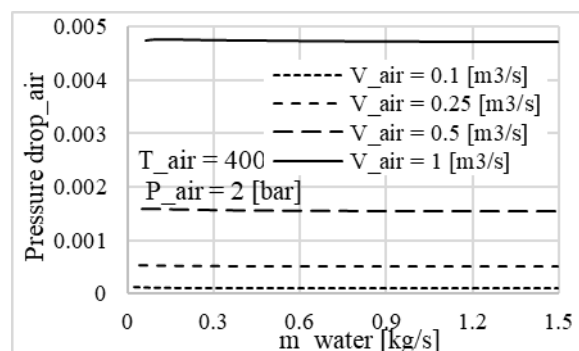
شکل (۲۶): منحنی تغییرات پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف.

۵- نتیجه‌گیری

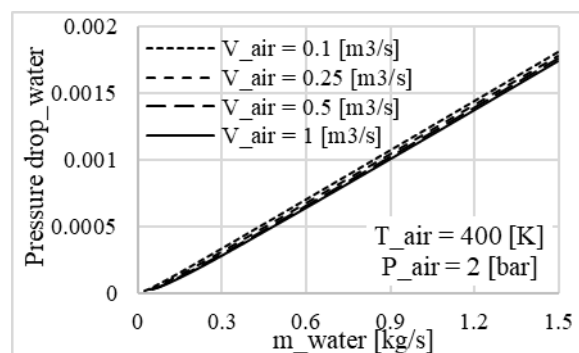
در تحقیق حاضر تجزیه و تحلیل انرژی مبدل حرارتی فشرده گاز به مایع از نوع SR-۷۳۷-۰/۳۲-۱۱ بر اساس نتایج تجربی مرجع [۳] در شرایط کاری مختلف مورد توجه قرار گرفته است. برای این منظور شبیه‌سازی هندسی و ترمودینامیکی مبدل بر اساس مشخصه‌های کارکردی و روابط تجربی توسعه یافته است. به این ترتیب ضرایب انتقال حرارت و افت فشار سیال در مبدل از طریق برازش منحنی مناسب بر نتایج تجربی به دست آمده است و محاسبه دمای خروجی هر سیال طبق روش ϵ -Ntu صورت پذیرفته است. متغیرهای شرایط کاری مورد بررسی در این تحقیق شامل دما، فشار و دبی حجمی هوا به عنوان سیال گرم و دبی جرمی آب خنک‌کن می‌باشد. تحلیل انرژی صورت گرفته بر مبنای تأثیر متغیرهای فوق‌الذکر بر مشخصه‌های کارایی مبدل، کارایی سمت هوا، کارایی سمت آب، پارامتر افت فشار سمت هوا و پارامتر افت فشار سمت آب ارائه شده است. همچنین تحلیل انرژی مبدل بر مبنای دو تعریف از بازده انرژی مبدل و پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی بیان گردیده است. نتایج این تحقیق را می‌توان به اختصار به شرح زیر برشمرد.



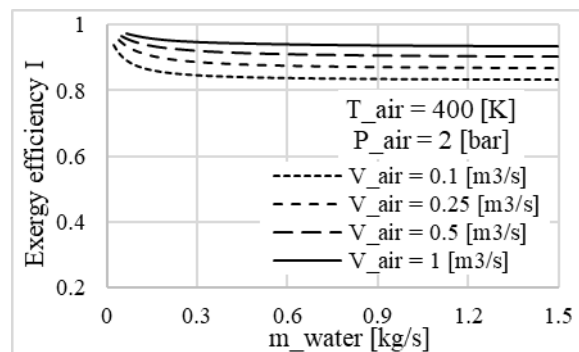
شکل (۲۱): منحنی تغییرات مشخصه کارایی مبدل بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف.



شکل (۲۲): منحنی تغییرات پارامتر افت فشار سمت هوا بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف.



شکل (۲۳): منحنی تغییرات پارامتر افت فشار سمت آب بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف.



شکل (۲۴): منحنی تغییرات بازده انرژی مبدل (تعریف اول) بر حسب دبی آب برای دبی‌های هوای عبوری مختلف.

5. Rathod, M.K., Shah Niyati K. and Prabhakaran, P., "Performance Evaluation of Flat Finned Tube Fin Heat Exchanger with Different Fin Surfaces", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 2131-2137, 2007.
 6. Li, Q., Flamant, G., Yuan, X., Neveu, P. and Luo, L., "Compact Heat Exchangers: A Review and Future Applications for a New Generation of High Temperature Solar Receivers", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, No. 9, pp. 4855-4875, 2011.
 7. Starace, G., Fiorentino, M., Longo, M.P. and Carluccio, E., "A hybrid method for the cross flow compact heat exchangers design", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 111, pp. 1129-1142, 2017.
 8. Bejan, A. "Advance Engineering Thermodynamics", John Wiley and sons, New York, 1988.
 9. Sonntag, R.E., Borgnakke, C., and Van Wylen, G.J. "Fundamentals of Thermodynamics", 6th ed., John Wiley and Sons, New York, 2003
 10. Paoletti, S., Rispoli, F. and Sciubba, E., "Calculation of exergetic losses in compact heat exchanger passages", *ASME AES*, Vol. 10, No. 2, pp. 21-29, 1989.
 11. Cornelissen, R.L. and Hirs, G.G., "Exergetic optimisation of a heat exchanger", *Energy Conversion and management*, Vol. 38, No. 15, pp. 1567-1576, 1997.
 12. Yilmaz, M., Sara, O.N. and Karsli, S., "Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis", *Exergy, an International Journal*, Vol. 1, No. 4, pp. 278-294, 2001.
 13. Gheorghian, A.T., Dobrovicescu, A., Popescu, L.G., Cruceru, M. and Diaconu, B.M., "Entropy generation assessment criterion for compact heat transfer surfaces", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 87, pp.137-149, 2015.
 14. Doohan, R.S., Kush, P.K. and Maheshwari, G., "Exergy based optimization and experimental evaluation of plate fin heat exchanger", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 102, pp. 80-90, 2016.
 15. Ipek, O., Kilic, B. and Gürel, B., "Experimental investigation of exergy loss analysis in newly designed compact heat exchangers", *Energy*, Vol. 124, pp. 330-335, 2017.
 16. Cheng, X., "Entropy resistance minimization: An alternative method for heat exchanger analyses", *Energy*, Vol. 58, pp. 672-678, 2013.
 17. Chase Jr, M.W., "NIST-JANAF Thermochemical Tables", 4th ed., *Journal of Physical Chemical Reference Data*, Monograph 9, pp. 1-1951, 1998.
 18. Wark, K., "Advanced thermodynamics for engineers", McGraw-Hill, New York, 1995.
- افزایش فشار هوای ورودی سبب کاهش کارایی سمت هوا، افزایش کارایی سمت آب، کاهش پارامتر افت فشار هوا و افزایش تعاریف مختلف بازده اگزرژی می‌گردد. این متغیر بیشترین تأثیر را بر بازده اگزرژی با تعریف نسبت اگزرژی خروجی به اگزرژی ورودی نشان می‌دهد.
- افزایش دمای هوا ورودی سبب افزایش کارایی سمت هوا، کاهش پارامتر افت فشار سمت هوا، کاهش پارامتر افت فشار سمت آب، کاهش بازده اگزرژی با تعریف اول، افزایش و کاهش بازده اگزرژی با تعریف دوم به ترتیب برای دبی‌های جرمی آب کم و زیاد و افزایش پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی می‌گردد. این متغیر بیشترین تأثیر را بر پارامتر افت فشار سمت آب، بازده اگزرژی با تعریف نسبت تغییر اگزرژی جریان سرد به تغییر اگزرژی جریان گرم و پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی نشان می‌دهد.
- افزایش دبی حجمی هوای عبوری سبب کاهش کارایی سمت هوا، افزایش کارایی سمت آب، افزایش و کاهش کارایی کل مبدل به ترتیب برای دبی آب کم و زیاد، افزایش پارامتر افت فشار سمت هوا، کاهش پارامتر افت فشار سمت آب، افزایش بازده اگزرژی با تعاریف مختلف و کاهش پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی می‌شود. این متغیر بیشترین تأثیر را بر پارامترهای کارایی و پارامتر افت فشار سمت هوا نشان می‌دهد.
- افزایش دبی آب سبب افزایش کارایی سمت هوا، کاهش کارایی سمت آب، افزایش پارامتر افت فشار سمت آب، کاهش بازده اگزرژی طبق تعریف اول، کاهش بازده اگزرژی طبق تعریف دوم به جز برای دبی‌های بسیار کم و افزایش پارامتر بازگشت‌ناپذیری حرارتی می‌گردد. همچنین محدوده تغییرات این متغیر برای عدم وقوع تبخیر آب در هر شرایط کاری استخراج شده است.

۶- مراجع

1. Incropera, F.P. and De Witt, D.P., "Introduction to Heat Transfer", 3th ed., John Wiley and Sons, Inc., New Jersey, 1996.
2. Cengel Y.A., "Introduction to thermodynamics and heat transfer", McGraw-Hill, New York, 1997.
3. Kays, W.M. and London, A.L., "Compact Heat Exchangers", 3th ed., McGraw-Hill, New York, 1984.
4. Hesselgreaves, J.E., Law, R. and Reay, D., "Compact heat exchangers: selection, design and operation", Butterworth-Heinemann, 2016.

