



## Techno-economic feasibility study of using heat pipe heat exchanger to improve dehumidification in air-handling unit

R. Hajian \*

Niroo Research Institute, Tehran, Iran

**ABSTRACT:** Techno-economic feasibility study of using wrap around heat pipe heat exchanger (WAHP) to improve dehumidification in air-handling units (AHU) was carried out. Hot and humid climate conditions of north of Iran were applied. Two types of buildings, i.e. with 100% and 25% fresh air were studied. Coupled calculations of cooling coil and WAHP are presented. Corresponding results were validated with outputs of a software belonged to a reputable WAHP manufacturer. Performances of WAHP-AHU and conventional AHU are compared. For economic analyses, two scenarios are considered; first, WAHP is installed as a part of a brand new AHU in the factory. Second, WAHP is installed as a retrofit on an existing an under-operation AHU. Results show that 5% and 25% of electricity savings are obtained by using WAHP on AHU of buildings with 100% and 25% fresh air, respectively. Also, regardless of energy consumption, the brand new WAHP-AHU is more than 20% cheaper than the conventional AHU. For energy tariffs, there are two perspectives: a consumer perspective (with subsidies) and a governmental perspective (including no subsidy). From the governmental perspective, adding a WAHP to under-operation AHUs is profitable, i.e. an IRR of 45% and a 5 years investment return is achievable.

### Review History:

Received: Oct. 17, 2022

Revised: Feb. 08, 2023

Accepted: Mar. 06, 2023

Available Online: Apr. 11, 2023

### Keywords:

Heat pipe  
air-handling unit  
dehumidification  
feasibility study  
heat exchanger

## 1- Introduction

In hot and humid climates it is essential to dehumidify the conditioned air significantly, otherwise, not only the occupant's comfort and health conditions are violated but also the building material and the accommodated electrical and mechanical apparatuses are exposed to the risk of damage. In order to enhance air dehumidification in buildings equipped with air handling units (AHU), in a conventional approach, the air flow is highly cooled, using larger cooling coils, to increase condensation. Consequently, the air temperature falls below the acceptable range, therefore, a reheat coil must warm the air flow again. An alternative approach is application of a wrap-around heat pipe heat exchanger (WAHP). Its evaporator section located before the cooling coil pre-cools the air flow and its condenser section located after the coil reheats the air flow. Many studies have been done in the field of simulation, design, construction and utilization of heat pipe heat exchangers [1-3]. Also, many researches have been done on the application of them to enhance air flow dehumidification in AHU [4-7]. In this article, the design calculations related to the direct expansion (DX) cooling coil and WAHP used in AHU, as well as the energy saving calculations and economic evaluation, are presented. That way, techno-economic feasibility of utilizing WAHP is studied.

## 2- Methodology

### Coil and WAHP calculations

In this subsection, first, the temperature and humidity conditions inside and outside of the building are specified. Then, heat and mass transfer and energy balance calculations related to WAHP coupled with the DX cooling coil are presented. Results are also compared on the psychrometric chart.

### Validation

To validate the calculations, the corresponding results were compared with the results of a software of a manufacturer of WAHP. Compared data include temperature and humidity ratio before and after DX coil and WAHP, WAHP effectiveness and WAHP heat transfer rate. Such a comparison for the case of 25% fresh air is presented in table 1. As shown in table 1, a very good agreement was observed between the results of this work and the software outputs.

### Energy saving

The amount of energy consumption of AHU in conventional method and that with WAHP are calculated and compared.

Considering that the use of WAHP is proposed as an alternative to the conventional method, therefore, comparing the energy consumption of these two modes can be a decisive criterion in choosing the appropriate method. In order to

\*Corresponding author's email: rhajian@nri.ac.ir



**Table 1. Comparison of calculation results and the software outputs for WAHP-AHU with 25% fresh air**

	$\epsilon_{WAHP}$	$q_{WAHP}$ (kW)	$\omega_4$	$T_4$
calculations	0.33	36.7	0.007	15.3
software	0.31	36	0.007	14.9

calculate energy consumption, two different applications are considered: 100% fresh air, e.g. in a hospital, and 25% fresh air, e.g. for a restaurant. All calculations are done for buildings with 3000 m<sup>3</sup> of space. Assuming that the height of the floor to the ceiling is about three meters, the area is about 1000 m<sup>2</sup>. Regarding the application of a restaurant, this size is reasonable, however, for a hospital that is very small. For a hospital for example with 10000 m<sup>2</sup>, the amount of energy consumed can be considered 10 times of what is calculated here.

*Economic analysis*

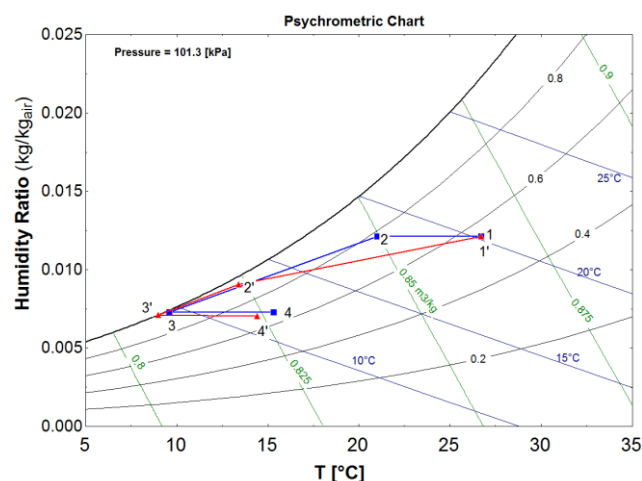
Considering the price of energy in Iran and based on the cost of fabrication a brand new AHU as well as fabricating and installing a WAHP on an under-operation AHU, economic analyses based on internal rate of return (IRR) and net present value (NPV) are performed. It is obvious that for the price of energy, both consumer’s point of view (including subsidies) and the government’s point of view (real price) should be considered.

**3- Results and Discussion**

Calculations related to DX coil and WAHP were performed for different geometry specifications (including number of rows and number of fins per inch) and different DX coil surface temperatures. Finally, the selected set of characteristics for the coil and WAHP, as well as the temperature and humidity conditions of the outlet and the heat transfer rate of the WAHP is determined as shown in Table 2. In the conventional AHU, usually two middle-sized DX coils are used instead of a very big DX coil. The different points in the air flow path for the conventional AHU are 1’, 2’, 3’ and 4’ which represent positions at DX #1 inlet, between DX #1 and DX #2, DX #2 outlet (i.e. reheat oil inlet) and reheat coil outlet, respectively. Also in the WAHP-AHU, points 1, 2, 3 and 4 respectively represent the WAHP evaporator inlet, between evaporator and DX coil, after DX coil (i.e. WAHP condenser inlet), and condenser outlet. The conditions corresponding to these points are demonstrated on the psychrometric chart in figure 1. As can be seen, replacing the cooling coil number two and the reheating coil with WAHP resulted in the outlet air with almost the same conditions (points 4 and 4’), while the amount of energy required to cool it (enthalpy difference from point 2 to 3) is less than the amount of energy required for cooling in the conventional method (enthalpy difference from point 1’ to point 3’).

**Table 2. selected DX coil and WAHP properties**

<b>DX coil</b>	evap. Temp.	6.5
	V (ft/min)	526
	number of rows	6
	number of tubes per row	38
<b>WAHP</b>	fin per inch	12
	number of rows	2
	number of tubes per row	38
	fin per inch	14
<b>outputs</b>	w1	0.01213
	T1	26.7
	w2	0.01213
	T2	21
	w3	0.00726
	T3	9.6
	w4	0.00726
	T4	15.3
	RH 4	68%
	WAHP heat rate (kW)	36.7



**Fig. 1. variation of air flow conditions while flowing in conventional AHU (1’-4’) and WAHP-AHU (1-4)**

**4- Conclusions**

In this article, a techno-economic feasibility study of the use of WAHP dehumidification booster on AHU was performed. Heat and mass transfer relations were formulated and the calculations results were validated with outputs of a software belonged to one of the world’s largest WAHP manufacturers. Also, energy conservation and economic savings calculations for the weather conditions of north of Iran were carried out.

Based on the results of energy saving calculations, using

WAHP in an AHU with 25% fresh air reduces electricity consumption by 25%, while in an AHU with 100% fresh air, electricity consumption is reduced by only 5%.

According to the economic analyses, it can be concluded that the use of WAHP as a retrofit for under-operation AHUs is cost-effective only from the government's point of view, in which no energy subsidy is allocated. However, due to the fact that the cost of a brand new AHU equipped with WAHP is lower than that for a conventional brand new AHU, regardless of energy saving issues, the use of heat pipe technology in this case is also cost-effective for the consumer.

## References

- [1] E. Azad and F. Geoola, A DESIGN PROCEDURE FOR GRAVITY-ASSISTED HEAT PIPE HEAT EXCHANGER, *Journal of Heat Recovery Systems*, 4(2) (1984) 101-111.
- [2] S.H. Noie, Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using  $\epsilon$ -NTU method, *Applied Thermal Engineering*, 26(5-6) (2006) 559-567.
- [3] H. Jouhara, H. Merchant, Experimental investigation of a thermosyphon based heat exchanger used in energy efficient air handling units, *Energy*, 39(1) (2012) 82-89.
- [4] R. Sukarno, N. Putra, I.I. Hakim, F.F. Rachman, T.M. Indra Mahlia, Utilizing heat pipe heat exchanger to reduce the energy consumption of airborne infection isolation hospital room HVAC system, *Journal of Building Engineering*, 35 (2021).
- [5] M.K. Khattar, Heat Pipes For Terrestrial Applications In Dehumidification Systems, in: *The Space Congress® (25th)*, Florida, 1988.
- [6] R. Johannesen and M. West, Efficient Humidity Control with Heat Pipes, Florida Cooperative Extension Service, Fact Sheet EES-75, Florida, 1991.
- [7] Y.H. Yau, Application of a heat pipe heat exchanger to dehumidification enhancement in a HVAC system for tropical climates—a baseline performance characteristics study, *International Journal of Thermal Sciences*, 46(2) (2007) 164-171.

### HOW TO CITE THIS ARTICLE

R. Hajian, *Techno-economic feasibility study of using heat pipe heat exchanger to improve dehumidification in air-handling unit*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 55(3) (2023) 67-70.

DOI: [10.22060/mej.2023.21864.7525](https://doi.org/10.22060/mej.2023.21864.7525)







## امکان سنجی فنی و اقتصادی به کارگیری مبدل حرارتی لوله گرمایی برای بهبود رطوبت زدایی در هواساز

رامین حاجیان\*

پژوهشگاه نیرو، تهران، ایران.

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۱/۰۷/۲۵  
بازنگری: ۱۴۰۱/۱۱/۱۹  
پذیرش: ۱۴۰۱/۱۲/۱۵  
ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۰۱/۲۲

### کلمات کلیدی:

لوله گرمایی  
رطوبت زدایی  
هواساز  
مطالعه امکان سنجی  
مبدل حرارتی

**خلاصه:** در این مقاله برای اولین بار استفاده از لوله گرمایی برای بهبود رطوبت زدایی در هواساز در شرایط اقلیمی گرم و مرطوب ایران مورد مطالعه فنی و اقتصادی قرار گرفته است. دو نوع ساختمان یکی با ۱۰۰٪ هوای تازه و دیگری با ۲۵٪ هوای تازه مد نظر است. محاسبات همزمان کوئل سرمایشی و مبدل حرارتی لوله گرمایی ارائه شده و نتایج آن با نتایج نرم افزار یک شرکت معتبر سازنده مقایسه و اعتبارسنجی شده است. همچنین محاسبات مربوط به عملکرد هواساز دارای لوله گرمایی با هواساز مرسوم مقایسه شده است. بر اساس نتایج، استفاده از لوله گرمایی در هواساز ۲۵٪ هوای تازه، موجب کاهش ۲۵٪ مصرف برق می شود و در هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه، ۵٪ مصرف برق کاهش می یابد. در محاسبات اقتصادی، دو سناریو مطرح است: اینکه لوله گرمایی به عنوانی جزئی از هواساز جدید در کارخانه نصب شود و یا اینکه لوله گرمایی بر روی هواساز در حال بهره برداری نصب شود. فارغ از مساله صرفه جویی انرژی، هواساز جدید مجهز به لوله گرمایی بیش از ۲۰٪ ارزاتر از هواساز مرسوم است. بهای انرژی از دو دیدگاه در نظر گرفته شده است: دیدگاه مصرف کننده و دیدگاه حاکمیتی. در یکی از سناریوها نرخ بازگشت داخلی از دیدگاه حاکمیتی ۴۵٪ بوده و دوره بازگشت سرمایه حدود ۵ سال است.

### ۱- مقدمه

می گیرد. سرمایه مضاعف و گرمایش مجدد که در واقع روش مرسوم ارتقاء رطوبت زدایی است به همراه مصرف انرژی بیشتر است (شکل ۱). روش جایگزین برای بهبود رطوبت زدایی استفاده از مبادله کن حرارتی لوله گرمایی (از نوع ترموسیفون دوفازی) است؛ وسیله ای که هواساز را قادر می سازد بدون صرف انرژی اضافی رطوبت زدایی را به طور قابل توجهی بهبود دهد. مبادله کن حرارتی لوله گرمایی یک فناوری ایده آل برای محیط های خیلی گرم و مرطوب است. همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده مبادله کن حرارتی لوله گرمایی رطوبت زدا به صورت U شکل در دو طرف کوئل سرمایش قرار می گیرد (لوله گرمایی دورپیچ 1). دو بخش قبل و بعد از کوئل سرد به ترتیب نواحی تبخیر ۲ و چگالش ۳ لوله گرمایی است. یک مبدل حرارتی لوله گرمایی دورپیچ متشکل از تعدادی مسیر ترموسیفون حلقه بسته ۴ است که دارای یک شیب ملایم (کمتر از ۱۰ درجه) بوده و از نیروی جاذبه برای برگشت مایع از ناحیه چگالش به ناحیه تبخیر استفاده می کند

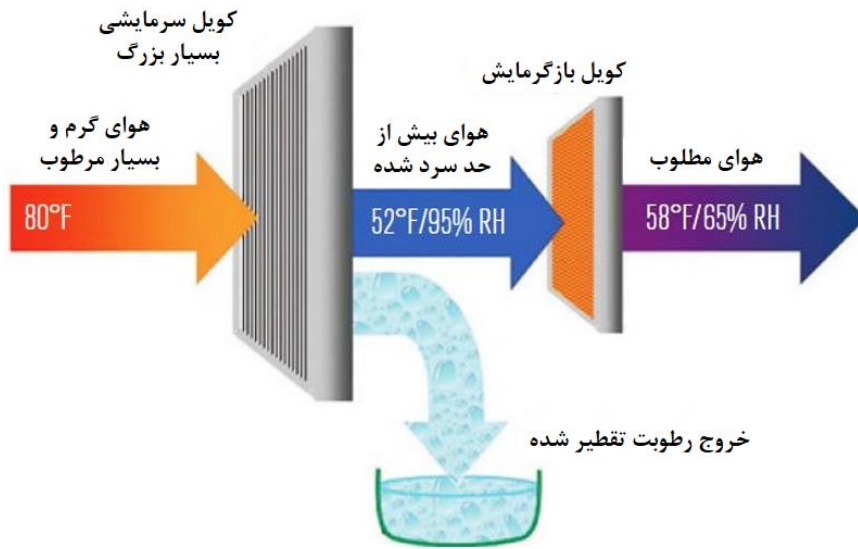
نواحی مرطوب ایران مانند استانهای ساحلی شمال و جنوب کشور در فصول گرم سال علاوه بر خنک کاری نیاز به رطوبت زدایی قابل توجهی دارند که عدم تحقق آن موجب سلب آسایش حرارتی و ناراضی ساکنان ساختمان می شود. علاوه بر این رطوبت اضافی موجود در هوا موجب تخریب زود هنگام مصالح ساختمانی، رشد انواع باکتری، قارچ، کپک و سفیدک و آلودگی های زیستی، آسیب به تجهیزات آزمایشگاهی و بروز مشکلات دیگر می شود. از طرف دیگر برای زدودن رطوبت اضافی در ساختمان های مجهز به هواساز لازم است ظرفیت سرمایشی کوئل سرد افزایش یابد که به نوبه خود منجر به افزایش چشمگیر مصرف انرژی می شود. گذشته از این، اعمال سرمایش اضافی برای کاهش رطوبت دمای هوا را بیش از حد کاهش می دهد که برای جبران آن نیاز به بازگرمایش هوا و مصرف انرژی مضاعف است. افزایش بار سرمایشی در یک سامانه هواساز در قالب افزایش سطح انتقال حرارت (با افزودن یک کوئل سرمایشی اضافی) و کاهش دمای کوئل سرمایشی صورت

- 1 Wrap around heat pipe
- 2 evaporator
- 3 condenser
- 4 closed-loop thermosyphon

\* نویسنده عهده دار مکاتبات: rhajian@nri.ac.ir

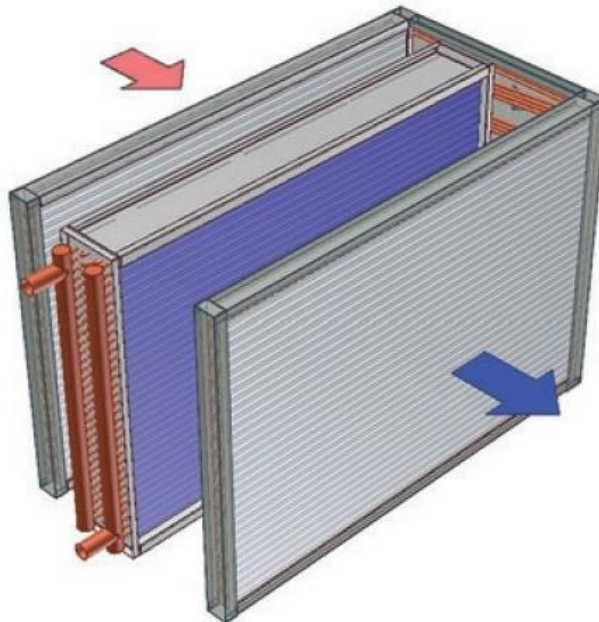
حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمائید.





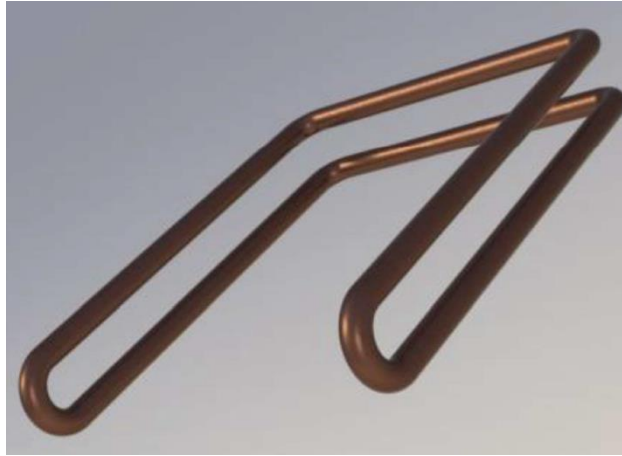
شکل ۱. شماتیک فرآیند بهبود رطوبت‌زدایی در روش مرسوم [۱]

Fig. 1. schematic of enhancing dehumidification process in the conventional approach [1]



شکل ۲. مبدل لوله‌گرمایی (در دو طرف) و کویل سرد (در وسط) [۱]

Fig. 2. heat pipe heat exchanger (at two sides) and cooling coil (in the middle) [1]



شکل ۳. یک مسیر حلقه بسته ترموسیفون

Fig. 3. a closed loop thermosyphon path

مدل مذکور انجام نشده است. بیش از بیست سال بعد این فرآیند توسط نوعی [۳] مورد استفاده قرار گرفت. بر این اساس یک مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی به ارتفاع ۱٫۳ متر و عرض ۰٫۴۳ متر و متشکل از شش ردیف لوله فین‌دار ساخته و آزمایش‌های تجربی توسط نوعی انجام شد. نتایج حاصله نشان می‌دهد که برای پارامتر اثربخشی ۲ (ε) مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی در سرعت‌های پایین جریان هوا و نرخ‌های کمتر انتقال حرارت اختلاف قابل توجهی بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل وجود دارد. یوهارا و مرچانت [۴] یک مطالعه تجربی بر روی مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی مورد استفاده در هواساز انجام دادند. در این مطالعه تاثیر دمای هوای گرم ورودی به مبادله‌کن و همچنین زاویه شیب لوله‌گرمایی (که از نوع ترموسیفون است) مورد بررسی قرار گرفت. به دلیل همه‌گیری بیماری کووید-۱۹ از اواخر سال ۲۰۱۹ و لزوم تهویه مناسب در بیمارستان‌ها هوای داخل اتاق‌ها به طور کامل تخلیه و با هوای تازه جایگزین می‌شود. در شرایطی که تنظیم دمای هوای تازه مستلزم صرف انرژی باشد، تخلیه هوای داخل بیمارستان مستلزم مصرف زیاد انرژی است. سوکارنو و همکارانش [۵] به منظور بازیافت بخشی از انرژی مصرف شده برای خنک‌کاری هوای داخل ساختمان و پیش‌سرمایش هوای تازه از مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی استفاده کرده و بر اساس نتایج گزارش شده با این اقدام تا ۴۶٪ از بار انرژی تهویه مطبوع را کاهش دادند.

(شکل ۳).

هوا قبل از رسیدن به کوئل سرمایشی، با عبور از روی ناحیه تبخیر مقداری گرما از دست می‌دهد و در واقع یک مرحله پیش‌سرمایش انجام می‌شود (شکل ۲). در همین حین سیال عامل درون ناحیه تبخیر، بخار می‌شود. هوا پس عبور از روی این ناحیه به کوئل رسیده و سرمایش بیشتری روی آن انجام می‌شود که سبب میعان رطوبت هوا و خروج آب ۱ از سامانه می‌شود. در این شرایط که هوا با دمای کمتری وارد کوئل سرمایشی شده افزایش قابل توجه رطوبت‌زدایی نسبت به حالت عادی می‌تواند حاصل شود و رطوبت مطلق تا حد مطلوب کاهش یابد. همزمان، سیال عامل تبخیر شده درون ناحیه تبخیر به سمت ناحیه چگالش جریان می‌یابد. در ناحیه چگالش، سیال عامل گرمای خود را به هوای عبوری می‌دهد و مجدد مایع می‌شود. سپس در اثر نیروی گرانش (ناشی از شیب لوله‌ها) مجدد به سمت ناحیه تبخیر بازمی‌گردد و این چرخه تکرار می‌شود. در اثر انتقال گرما از سیال عامل به هوا دمای هوا به نقطه مطلوب نزدیک می‌شود.

در زمینه شبیه‌سازی، طراحی، ساخت و استفاده از مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی مطالعاتی انجام شده است. یک فرآیند طراحی مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی بر اساس روش  $\epsilon$ -NTU توسط آزاد و گئولا ارائه شد [۲]. در این مقاله یک مدل برای محاسبات طراحی ارائه شده ولی مطالعه اعتبارسنجی

رطوبت‌زدایی انجام شد [۱۲]. این کار جزو محدود مطالعاتی است که در آن لوله‌گرمایی دارای پمپ است زیرا اساساً یکی از مزایای اصلی لوله‌گرمایی عدم نیاز آن به پمپ است. در این تحقیق مقایسه‌ای بین نتایج حاصله با نتایج مربوط به لوله‌گرمایی بدون پمپ انجام نشده است. در سال ۲۰۱۶ مقاله‌ای در ژورنال اشری ۵ منتشر شد که در آن بر اساس استاندارد اشری ۹۰/۱ مروری بر لوله‌گرمایی دورپیچ به عنوان یک تجهیز خاص بازیافت انرژی انجام شده است [۱۳]. در این مقاله تأکید شده است که در شرایطی که رطوبت‌زدایی به همراه بازگرمایش منطقی (نه چندان زیاد) مورد نظر باشد باید لوله‌گرمایی به عنوان یک گزینه اصلی مد نظر باشد. همچنین در این مقاله اشاره شده است که هرچه بازگرمایش بیشتری نیاز باشد، پیش‌سرمایش نیز بیشتر شده و در مجموع صرفه‌جویی بیشتری در مصرف انرژی صورت می‌گیرد. نهایتاً به منظور صرفه‌جویی بیشتر بر استفاده از لوله‌گرمایی قابل کنترل تأکید شده است. سازوکارهای کنترل لوله‌گرمایی در انتهای این فصل تشریح خواهد شد. در سال ۲۰۱۶ مقاله دیگری توسط ژانگ و همکارش منتشر شد که در آن استفاده از مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی یک سامانه تهویه اختصاصی ۶ مورد استفاده در یک ساختمان آزمایشگاه مورد مطالعه تجربی و شبیه‌سازی قرار گرفت [۱۴]. همچنین توسط همین نویسندگان کاربرد مذکور برای ساختمان دفتر کار و سینما نیز مورد مطالعه قرار گرفته است [۱۵-۱۶]. در سال ۲۰۱۷ یک مطالعه تجربی به همراه شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی بر روی به‌کارگیری مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی در یک هواساز در آب‌وهوای استوایی انجام شد [۱۷]. بر اساس نتایج حاصل از این پژوهش تا ۲۰٪ افزایش رطوبت‌زدایی و تا ۳۵٪ صرفه‌جویی در مصرف انرژی حاصل شده است. در همین سال کوم و همکارانش [۱۸] یک نمونه لوله‌گرمایی دورپیچ را در مقیاس آزمایشگاهی به صورت تجربی مورد مطالعه قرار داده و بین ۱۵ و ۳۱٪ بهبود رطوبت‌زدایی را به دست آوردند. همچنین در سال ۲۰۱۷ شارما و همکارانش [۱۹] ظرفیت بهبود عملکرد سامانه سرمایش و رطوبت‌زدایی به کمک لوله‌گرمایی دورپیچ را مورد مطالعه قرار دادند. شرایط آب و هوایی استوایی در پنج شهر مختلف در هند مد نظر بوده است. همچنین در این مطالعه با احتساب صرفه‌جویی انرژی ناشی از نصب لوله‌گرمایی دورپیچ در طول سال، دوره بازگشت سرمایه بین ۹ تا ۱۱ ماه برآورد شده است. در لوله‌گرمایی دورپیچ معمولاً از آب به عنوان سیال عامل استفاده نمی‌شود. در سال ۲۰۱۸ مقاله‌ای منتشر شد که در آن از آب به عنوان سیال عامل استفاده شده بود [۲۰]. در این تحقیق که به صورت

همچنین تحقیقات بسیاری بر روی کاربرد مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی انجام شده است. در سال ۱۹۸۸ برای نخستین بار استفاده از لوله‌گرمایی به منظور بهبود رطوبت‌زدایی توسط ختار [۶] در کنفرانسی در فلوریدا مطرح شد. او همچنین دو سال بعد یک لوله‌گرمایی دورپیچ را به عنوان یک اختراع ثبت کرد [۷]. در ادامه تحقیقات و توسعه کاربردهای لوله‌گرمایی در حوزه تهویه مطبوع در سال ۱۹۹۱ یک گزاره برگ ۱ توسط یوهانسن و وست [۸] از دانشگاه فلوریدا منتشر شد که به کنترل رطوبت رطوبت با لوله‌گرمایی اختصاص داشت. در این گزارش مقدار صرفه‌جویی انرژی ناشی از به‌کارگیری لوله‌گرمایی و همچنین هزینه‌های مربوط به روش‌های مختلف رطوبت‌زدایی در ایالت فلوریدا مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به آب‌وهوای مرطوب مالزی، در سال ۲۰۰۷ عملکرد یک مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی به منظور بهبود رطوبت‌زدایی توسط یاو [۹] به صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفت. مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی از نوع تخت ۲ است. در این مطالعه تأثیر سه پارامتر دمای هوا، رطوبت نسبی و سرعت جریان هوا مورد بررسی قرار گرفت. بر اساس نتایج این مطالعه اضافه کردن مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی با افزایش دما و رطوبت هوای ورودی، ظرفیت رطوبت‌زدایی سامانه تهویه مطبوع افزایش می‌یابد. در سال ۲۰۰۹ یک ارزیابی اقتصادی بر روی استفاده از لوله‌گرمایی دورپیچ در سامانه تهویه مطبوع مرکزی در اقلیم گرم و مرطوب شهر دبی انجام شد [۱۰]. لوله‌گرمایی دورپیچ مورد استفاده در این مطالعه از نوع حلقه بسته ۳ است که در آن مسیر جریان سیال به جای اینکه درون یک لوله باشد در دو لوله رفت و برگشت است. در مطالعه مذکور که برای یک سامانه تهویه مطبوع با دبی حجمی هوا برابر سه مترمکعب بر ثانیه انجام شده، دوره بازگشت سرمایه کمتر از دو ماه به دست آمده است. در واقع لوله‌گرمایی دورپیچ جایگزین سرمایش زیاد ۴ و المنت حرارتی بازگرمایش شده است. در سال ۲۰۱۴ یک مقاله مروری در زمینه مبادله‌کن‌های لوله‌گرمایی مورد استفاده برای بهبود رطوبت‌زدایی و سرمایش منتشر شد [۱۱]. در این مقاله انواع هندسه‌های مبادله‌کن‌های لوله‌گرمایی و انواع جانمایی‌های آن‌ها درون سامانه تهویه مطبوع مرکزی و عملکرد کلی آن‌ها بر اساس تغییرات بر روی نمودار سایکرومتریک مورد بررسی قرار گرفت. در سال ۲۰۱۵ یک مطالعه تجربی بر روی مبادله‌کن‌های لوله‌گرمایی دارای پمپ به منظور بهبود

- 1 fact sheet
- 2 flat
- 3 looped
- 4 overcooling

- 5 ASHRAE
- 6 dedicated ventilation system



انرژی و صرفه اقتصادی برای شرایط واقعی ایران انجام شود. در این مقاله محاسبات فنی و اقتصادی مربوط به مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی مخصوص رطوبت‌زدایی ارائه خواهد شد.

## ۲- طراحی مبدل حرارتی لوله گرمایی

### ۲-۱- فرضیات و محدوده طراحی

#### ۲-۱-۱- شرایط محیط

مساله رطوبت‌زدایی مناسب اساساً مربوط به شرایط آب و هوایی مرطوب است. در ایران نواحی ساحلی شمال و جنوب کشور در تابستان هوای گرم و به شدت مرطوبی دارند.

به منظور انجام محاسبات مربوط به طراحی دو رویکرد را می‌توان اتخاذ کرد. رویکرد اول این است که یک دما و رطوبت میانگین در نظر گرفته شده و محاسبات طراحی فقط برای همین دما و رطوبت محیط انجام شود. در این رویکرد دما و رطوبت انتخاب شده می‌تواند به نوعی نشان دهنده میانگین دما و رطوبت باشند و یا اینکه مربوط به بدترین شرایط باشند. تعریف بدترین شرایط به این بستگی دارد که حساسیت بیشتر بر روی کدام یک از پارامترهای بار سرمایش محسوس، بار سرمایش نهان و یا بار سرمایش کل باشد. رویکرد دوم این است که محاسبات برای همه ساعات کار هواساز در طول فصل گرم در نظر گرفته شود. قاعدتاً رویکرد دوم نمی‌تواند مبنای طراحی باشد زیرا به هر حال برای طراحی باید یک شرایط (دما و رطوبت) ثابت و مشخص تعریف شود ولی این رویکرد می‌تواند مبنای محاسبات صرفه‌جویی انرژی باشد. در این پروژه رویکرد اول اتخاذ شده و دمای حدود ۳۲ درجه سلسیوس و رطوبت نسبی حدود ۶۲٪ و فشار محیط ۱۰۱/۱۳۲۵ کیلوپاسکال به عنوان مبنای محاسبات طراحی در نظر گرفته شده است.

### ۲-۱-۲- شرایط هوای خروجی هواساز

دو حالت مختلف برای تأمین هوای تازه ساختمان از طریق هواساز در نظر گرفته شده است. یک حالت مربوط به تهویه کامل و استفاده از ۱۰۰٪ هوای تازه به عنوان هوای خروجی هواساز است که در اماکنی مانند آزمایشگاه‌های دارای سطح آلودگی بالا یا بیمارستان‌ها کاربرد دارد. حالت دیگر در نظر گرفتن ۲۵٪ هوای تازه و ۷۵٪ هوای برگشتی از داخل ساختمان است که در اماکنی مانند رستوران‌ها یا هتل‌ها کاربرد دارد. دلیل استفاده از هوای برگشتی جلوگیری حداکثری از هدر رفتن انرژی است.

تعیین دبی، دما و رطوبت هوای خروجی از هواساز بستگی به شرایط طراحی تهویه مطبوع ساختمان اعم از سطح زیربنا، تعداد نفرات حاضر در

تجربی انجام شده عدد شایستگی ۱ آب با مبرد ۱۳۴ مقایسه و نشان داده شده است که در بازه دمای عملکرد لوله‌گرمایی دورپیچ عدد شایستگی آب بالاتر بوده و به همین دلیل مناسب‌تر است. این ادعا همچنین با مقایسه ضریب اثربخشی لوله‌گرمایی دورپیچ با دو سیال مذکور اثبات شده است. لازم به ذکر است که در حال حاضر در محصولات جدید شرکت اسپ‌سی ۲ از آب به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود. در سال ۲۰۱۸ سرکار [۲۱] یک مطالعه تئوری پارامتریک بر روی لوله‌گرمایی دورپیچ انجام داده است. در این مطالعه دو حالت مختلف در نظر گرفته شده است؛ حالتی که بر روی ناحیه تبخیر (لوله‌های لوله‌گرمایی قبل از کویل سرمایش) چگالش صورت نگیرد و حالتی که چگالش صورت بگیرد. در این مقاله تاثیر پارامترهای دبی جریان هوا، دمای هوای ورودی، رطوبت هوای ورودی و دمای کویل مورد بررسی قرار گرفته است. او در سال ۲۰۱۹ یک رویکرد برای سامانه تهویه دارای ۱۰۰٪ هوای تازه ارائه کرد که مجهز به لوله‌گرمایی دورپیچ است و در طول سال (فصل گرم و سرد) کار می‌کند. در این رویکرد بر اساس شرایط آب و هوایی سناریوهای مختلف کنترلی اعم از رطوبت‌زدایی و رطوبت‌زنی و گرمایش و سرمایش ارائه شده است [۲۲]. قریب به اتفاق مطالعات انجام شده بر روی لوله‌گرمایی دورپیچ با تمرکز بر روی ترموسیفون بوده است. در سال ۲۰۲۱ حکیم و همکارانش [۲۳] از لوله‌گرمایی دورپیچ متشکل از لوله‌گرمایی دارای ناحیه متخلخل به منظور بهبود رطوبت‌زدایی در هواساز استفاده کردند. در این مطالعه لوله‌گرمایی دورپیچ به صورت عمودی مورد استفاده قرار گرفته است. این ویژگی مختص لوله‌های دارای ناحیه متخلخل است. با این حال در این مقاله مزیتی در این خصوص مورد بحث نبوده و اساساً دلیل استفاده از این نوع لوله‌گرمایی مطرح نشده است. با توجه به اینکه لوله‌گرمایی دارای ناحیه متخلخل پرهزینه‌تر از ترموسیفون است قاعدتاً انتظار می‌رفت توجهی برای به‌کارگیری این نوع لوله‌گرمایی ارائه شود.

اگرچه مبادله‌کن حرارتی مذکور در ایران تجاری‌سازی نشده، با اینحال این نوع مبادله‌کن در دنیا سازندگان متعددی داشته و به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرد. هدف کلی این مطالعه این است که ضمن بررسی ابعاد فنی موضوع (اعم از طراحی، ساخت و نصب)، یک ارزیابی اقتصادی انجام شود تا مشخص شود که به کارگیری این نوع مبادله‌کن بر روی هواسازها صرفه اقتصادی دارد یا خیر. اگرچه تجربه کشورهای دیگر تاکید بر این دارد که به کارگیری این مبادله‌کن حرارتی مقرون به صرفه است، با این حال با توجه به هزینه‌های انرژی در ایران باید محاسبات کاهش مصرف

1 merit number

2 SPC

رطوبت هوای خروجی را دارد. این نرم‌افزار رایگان نبوده و در ایران تنها تعداد معدودی از شرکت‌های سازنده تجهیزات سرمایش و تهویه مطبوع لایسنس این نرم‌افزار را در اختیار دارند. به همین دلیل محاسبات مربوط به این بخش در یکی از شرکت‌های سازنده تجهیزات تهویه مطبوع انجام شد. لازم به ذکر است که محاسبات انجام شده در این نرم‌افزار و نتایج حاصل شده صرفاً بخشی از داده‌های ورودی مورد استفاده در این مقاله بوده و محاسبات اصلی مربوط به طراحی یکپارچه کویل انبساط مستقیم و لوله‌گرایی دورپیچ بر اساس روابط و فرآیند ارائه شده در این مقاله انجام شده است.

### ۲-۳- هواساز دارای لوله‌گرایی دورپیچ

محاسبات مربوط به لوله‌گرایی وابسته به محاسبات مربوط به کویل سرمایشی است. بنابراین در این بخش ابتدا محاسبات مربوط به کویل و سپس محاسبات مربوط به لوله‌گرایی ارائه می‌شود.

### ۲-۳-۱- محاسبات کویل انبساط مستقیم

کویل سرمایشی انبساط مستقیم در واقع اواپراتور یک چرخه تبرید تراکمی است که در آن انتقال حرارت از مبرد مستقیماً به جریان هوا انجام می‌شود. مبنای محاسبات کویل سرمایشی بر اساس داده‌های مربوط به کویل در حالتی است که فقط یک کویل وجود دارد و صرفاً کنترل دما (بدون رطوبت‌زدایی کافی) انجام می‌شده است. قرار بر این است که با افزودن لوله‌گرایی میزان رطوبت‌زدایی بهبود یابد. پارامترهای مربوط به طراحی کویل انبساط مستقیم در جدول ۱ ارائه شده است.

مهمترین پارامتر مربوط به کویل انبساط مستقیم که در محاسبات لوله‌گرایی موثر است، ضریب کارایی  $\epsilon$  کویل است که وابسته به تعداد واحدهای انتقال  $(NTU)$  بوده و برای کویل انبساط مستقیم که در آن  $C_r$  برابر صفر است از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۴]:

$$\epsilon_{coil} = 1 - \exp(-NTU_{coil}) \quad (1)$$

$C_r$  نسبت ظرفیت‌های حرارتی سیال دو سمت مبدل حرارتی بوده و به صورت زیر تعریف می‌شود:

ساختمان و بارهای حرارتی ناشی از تجهیزات و تابش خورشید دارد. در این مطالعه با هدف بررسی تاثیر لوله‌گرایی دورپیچ بر رطوبت‌زدایی، یک حالت فرضی در نظر گرفته شده است که در آن هوا با دبی  $112000 \text{ cfm}$  و دمای حدود  $14$  درجه سلسیوس و رطوبت نسبی حدود  $70\%$  از هواساز خارج می‌شود. این فرض هم برای شرایط  $100\%$  هوای تازه و هم  $25\%$  هوای تازه در نظر گرفته شده است.

### ۲-۱-۳ سایر فرضیات

در این مقاله طراحی لوله‌گرایی دورپیچ شامل ابعاد کلی، مشخصات لوله‌ها، مشخصات پره‌ها و به طور کلی فقط مشخصات مبادله‌کن حرارتی مد نظر بوده و مشخصات عملکردی تک‌تک اجزاء انتقال حرارت (لوله‌گرایی) مورد مطالعه قرار نمی‌گیرد. در واقع لوله‌گرایی طراحی نمی‌شود بلکه برای عملکرد لوله‌گرایی فرضیاتی در نظر گرفته شده و با این فرضیات، طراحی لوله‌گرایی دورپیچ انجام می‌شود. مهمترین فرضی که در اینجا مد نظر است این است که قسمت داخلی لوله‌گرایی (که شامل سیال عامل است) مقاومت حرارتی ندارد زیرا بخار سیال عامل با سرعت بسیار زیاد در جریان است و حرارت، به صورت گرمای نهان تبخیر به سرعت منتقل می‌شود. این ویژگی مزیت اصلی لوله‌گرایی نسبت به سایر انواع مبادله‌کن حرارتی است. در این تحقیق صرفاً محاسبات مربوط به کویل سرمایشی انبساط مستقیم ۲ با مبرد  $22$  مد نظر بوده و کویل آب سرد مورد بررسی قرار نمی‌گیرد.

### ۲-۲- هواساز مرسوم (بدون لوله‌گرایی)

به منظور رطوبت‌زدایی کافی به شیوه مرسوم، کویل سرمایشی باید به قدر کافی بزرگ باشد تا بار سرمایشی کافی را تأمین نماید. با توجه به اینکه سازندگان معمولاً برای یک کویل انبساط مستقیم حداکثر هشت ردیف در نظر می‌گیرند، تعداد ردیف‌های بیشتر باید در قالب یک کویل دیگر باشد. بنابراین برای حالتی که  $100\%$  هوای تازه وجود دارد از دو کویل هشت ردیفه و برای حالتی که  $25\%$  هوای تازه وجود دارد از یک کویل شش ردیفه و یک کویل هشت ردیفه استفاده می‌شود. همچنین در هر دو حالت از یک کویل آب گرم به منظور بازگرمایش استفاده می‌شود. محاسبات کویل با نرم‌افزار یونیل‌ب ۳ انجام شده است. این نرم‌افزار بر اساس شرایط هندسی و شرایط هوای ورودی، قابلیت محاسبه بار گرمایشی و سرمایشی و همچنین دما و

۱- کلیه محاسبات برای فضای  $3000$  مترمکعب انجام شده است یعنی با فرض ارتفاع سقف  $3$  متر، مساحت دارای بار سرمایشی ساختمان برابر  $1000$  مترمربع است.

2 Direct Expansion (DX)

3 Unilab

4 effectiveness

5 Number of Transfer Units

جدول ۱. پارامترهای طراحی کویل انبساط مستقیم

Table 1. DX coil design parameters

۵۲۶	سرعت جریان هوا $V$ (ft/min)
۲/۱۱۹۲۶	سطح مقطع هواساز $A$ (m <sup>2</sup> )
۸	تعداد ردیف
۳۸	تعداد لوله در هر ردیف
۳۰۸	تعداد کل لوله‌ها
۱۲/۷	قطر خارجی لوله (mm)
۱۱/۷	قطر داخلی لوله (mm)
۱/۶۹	طول لوله ها (m)
۱۰	تعداد فین در هر اینچ (فشرده‌گی فین)
۳۳	گام بین لوله ها در یک ردیف $P_t$ (mm)
۲۸/۵۷۸	گام بین لوله ها در راستای جریان هوا $P_l$ (mm)
۲/۳۱	فاصله بین دو فین مجاور $s$ (mm)
۳۸۱	ضریب هدایت حرارتی مس $k_{copper}$ (W/mK)
۰/۵	ضخامت لوله (mm)
۲۰۴	ضریب هدایت حرارتی آلومینیوم $k_{Al}$ (W/mK)
۰/۱۳	ضخامت فین (mm)
۶۶۵	تعد کل فین ها
۰/۲۲۸۶۲۴	طول فین در مسیر جریان هوا (m)
۱/۲۵۴	ارتفاع کویل (m)
۱/۸۵	ظرفیت گرمای ویژه بخار آب $c_{pv}$ (kJ/kgH <sub>2</sub> O.K)
۱/۰۰۶	ظرفیت گرمای ویژه بخار هوا $c_{pa}$ (kJ/kgair.K)
۱/۰۲	ظرفیت گرمای ویژه بخار مخلوط هوا و بخار $c_{pm}$ (kJ/kgK)
۱/۱۲۳	چگالی هوا (kg/m <sup>3</sup> )
۰/۰۰۰۰۱۸۸	ویسکوزیته هوا (Pa.s)
۰/۷	عدد پرانتل

پارامتر  $NTU$  به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}, \quad C = \dot{m}c_p \quad (2)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3)$$

$UA$  در واقع معکوس جمع مقاومتهای حرارتی بین مبرد و هوا است

که با فرض عدم وجود رسوب، به صورت زیر نوشته می‌شود.

اگر سیال یک سمت در حین تبادل حرارت در حال تغییر فاز باشد،  $\Delta T$  آن برابر صفر و در نتیجه  $C$  آن بی‌نهایت فرض می‌شود. در کویل انبساط مستقیم مبرد در حال تغییر فاز بوده بنابراین ظرفیت حرارتی سمت مبرد را می‌توان بی‌نهایت فرض کرد و در نتیجه  $C_r$  برابر صفر خواهد بود.

$$\rho_e = 1.27\lambda(\beta - 0.3)^{0.5}, \quad \lambda = \frac{M}{r_o}, \quad (9)$$

$$\beta = \frac{L}{M}, \quad r_e \sim L$$

پارامترهای  $L$ ،  $M$  و  $r_o$  در شکل ۴ نشان داده شده‌اند. در واقع قطر فین دایره‌ای است که در فین صفحه‌ای یکپارچه تقریباً برابر  $L$  است. ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت مبرد و سمت هوا از داده‌های مربوط به نرم‌افزار یونیلب استخراج می‌شود. با این حال برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت هوا از روابط زیر نیز می‌توان استفاده کرد:

$$h = jGc_p Pr^{-2/3} \quad [24] \quad (10)$$

$$\begin{cases} j_4 = 0.14 Re_d^{-0.328} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0.502} \left(\frac{s}{d_o}\right)^{0.0312} \\ j_{1-3} = 0.99 j_4 \left[ 2.24 Re_d^{-0.092} \left(\frac{N_r}{4}\right)^{0.031} \right]^{0.607(4-N_r)} \end{cases} \quad [25] \quad (11)$$

که در آن  $j$  ضریب کولبورن،  $G$  سرعت جرمی بیشینه (حاصلضرب چگالی در سرعت بیشینه)،  $c_p$  ظرفیت گرمایی ویژه هوا،  $Pr$  عدد پرانتل،  $j_{1-3}$  ضریب کولبورن برای یک تا سه ردیف،  $j_4$  ضریب کولبورن برای چهار ردیف (و بیشتر)،  $N_r$  تعداد ردیف‌ها،  $Re_d$  عدد رینولدز جریان هوا بر اساس قطر خارجی لوله‌ها و سرعت بیشینه،  $P_t$  گام لوله‌ها در یک ردیف،  $P_l$  گام لوله‌ها در راستای جریان هوا (شکل ۵)،  $s$  اندازه فضای خالی بین دو فین مجاور و  $d_o$  قطر خارجی لوله است.

### ۲-۳-۲- محاسبات لوله‌گرمایی دورپیچ

موقعیت نقاط مختلف در مسیر جریان هوا در شکل ۶ نشان داده شده است. در ادامه، محاسبات لوله‌گرمایی دورپیچ بر اساس دما، رطوبت و آنتالپی این نقاط ارائه خواهد شد.

برای مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی دورپیچ یک ضریب کارایی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\frac{1}{UA} = R_i + R_w + R_o = \frac{1}{(\eta_o hA)_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{(\eta_o hA)_o} \quad (4)$$

که در آن زیرنویس‌های  $i$  و  $o$  به ترتیب مربوط به داخل و بیرون لوله است.  $R_i$  و  $R_o$  به ترتیب مقاومت حرارتی سمت داخل لوله و سمت بیرون لوله (و روی فین‌ها) هستند.  $R_w$  مقاومت حرارت دیواره لوله است.  $h$  ضریب انتقال حرارت جابجایی،  $A$  سطح انتقال حرارت،  $k$  ضریب هدایت حرارتی دیواره لوله و  $r_i$  و  $r_o$  به ترتیب شعاع داخلی و خارجی لوله هستند.  $\eta_o$  ضریب کارایی کلی سطح ۱ دارای فین است و از رابطه زیر به دست می‌آید.

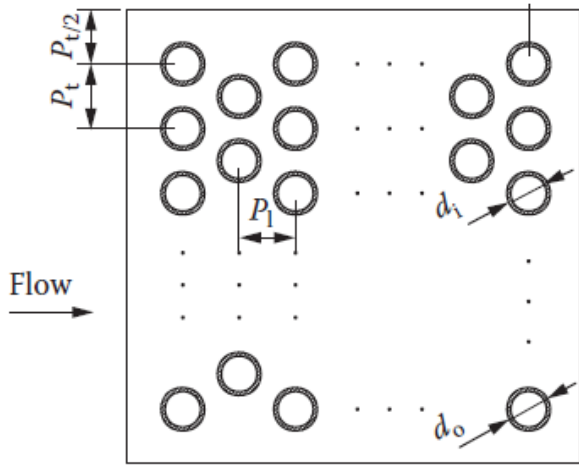
$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (5)$$

که در آن  $\eta_f$  بازده فین،  $A_f$  سطح فین و  $A_t$  کل سطح انتقال حرارت است. چنانچه بازده فین نزدیک به یک باشد و یا سطح فین ناچیز باشد در هر دو صورت ضریب کارایی کلی سطح برابر با یک خواهد بود. برای محاسبه بازده فین از روابط زیر استفاده می‌شود [۲۵].

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml^*)}{ml^*} \quad (6)$$

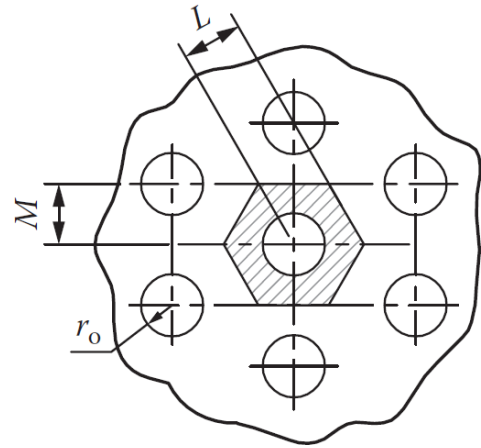
$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_f t_f}} \quad (7)$$

$$l^* = (r_e - r_o) \left[ 1 + \frac{t_f}{2(r_e - r_o)} \right] (1 + 0.35 \ln(\rho_e)) \quad (8)$$



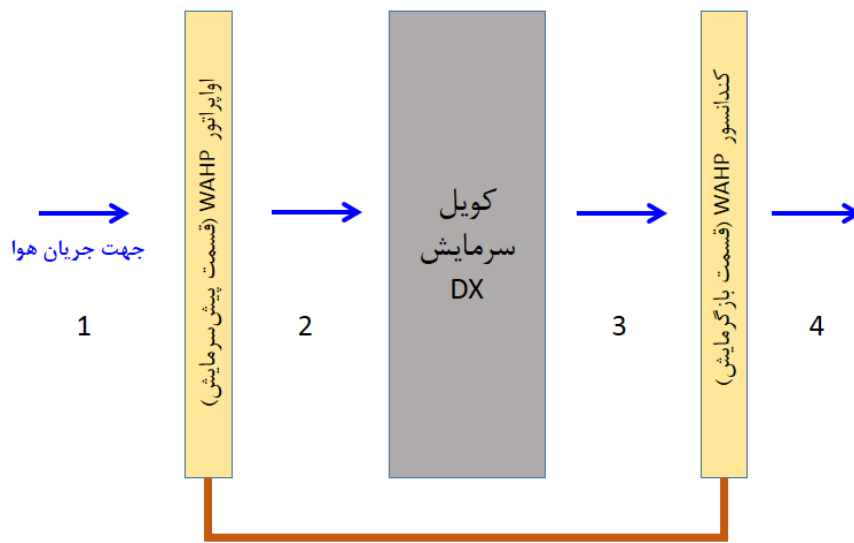
شکل ۵. گام لوله‌ها در فین یکپارچه [۲۵]

Fig. 5. tube pitches in continuous plate fin [25]



شکل ۴. برخی پارامترهای مربوط به هندسه فین [۲۵]

Fig. 4. some parameters of fin geometry [25]



شکل ۶. موقعیت نقاط مختلف در مسیر جریان هوا از روی کوئل سرمایشی و لوله‌گرمایی دورپیچ

Fig. 6. positions of various points in the path of air flow over cooling coil and WAHP

باشد. چنانچه بر روی واپراتور چگالش بخار آب و تبادل حرارت نهان نیز وجود داشته باشد این تعریف از کارایی صحیح نیست.

با فرض اینکه مقاومت حرارتی داخل لوله‌گرمایی ناچیز است، مقاومت حرارتی کل لوله‌گرمایی برابر مجموع مقاومت حرارتی سمت هوا در ناحیه

$$\varepsilon_{WAHP} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \quad [21] \quad (12)$$

که در آن  $t$  دمای حباب خشک بر حسب درجه سلسیوس است. البته این تعریف زمانی صادق است که تبادل حرارت فقط به صورت حرارت محسوس

اوپراتور و کندانسور است. به دلیل اینکه هم مشخصات هندسی و هم دبی هوا در ناحیه اوپراتور و کندانسور یکسان است، مقاومت حرارتی سمت اوپراتور و کندانسور یکسان خواهد بود.

$$R = \frac{I}{(UA)_{WAHP}} = R_e + R_c = 2R_e \quad (13)$$

$$R_e = \frac{I}{(UA)_e} \quad (14)$$

$$(UA)_{WAHP} = \frac{(UA)_e}{2} \rightarrow (NTU)_{WAHP} = \frac{(NTU)_e}{2} \quad (15)$$

$$(NTU)_e = \frac{(UA)_e}{C_{min}}$$

$$(UA)_e = \frac{I}{R_o + R_w} \quad (16)$$

در واقع ظرفیت حرارتی جریان هوا است.  $R_w$  و  $R_o$  مانند رابطه (۴) محاسبه می‌شوند. برای محاسبه  $R_o$  باید سطح لوله و فین و بازده فین محاسبه شود که مشابه محاسبات مربوط به کوئل سرمایشی است. برای محاسبه  $\varepsilon_{WAHP}$  باید مشخص باشد که جریان هوا بر روی لوله‌گرمایی دورپیچ به صورت جریان موازی ۱ در نظر گرفته می‌شود یا جریان مخالف ۲. برای جریان موازی از رابطه

$$\varepsilon_{WAHP, parallel} = \frac{1 - \exp[-(NTU)_{WAHP}(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (17)$$

و برای جریان مخالف از رابطه

$$\varepsilon_{WAHP, counter} = \frac{(NTU)_{WAHP}}{1 + (NTU)_{WAHP}} \quad (18)$$

استفاده می‌شود [۲۴]. لازم به ذکر است که بر اساس محاسبات انجام شده برای تعداد ردیف‌های کمتر از شش،  $\varepsilon_{WAHP}$  در جریان موازی و مخالف تفاوت زیادی ندارد.

دمای هوا بعد از کوئل سرمایش ( $t_3$ ) بستگی به دمای هوا قبل از کوئل سرمایش ( $t_2$ )، دمای شبنم سطح کوئل ۳ ( $t_{adp}$ ) و فاکتور بایپس ۴ کوئل ( $BF_{coil}$ ) دارد.

$$t_3 = (1 - BF_{coil})t_{coil} + BF_{coil}t_2 \quad (19)$$

در یک کوئل سرمایشی انبساط مستقیم همان دمای سطح کوئل است که به صورت ثابت و یکنواخت فرض می‌شود.  $BF_{coil}$  ضریبی است که میزان عدم تأثیرپذیری هوای عبوری از کوئل را نشان می‌دهد. هرچه این ضریب به صفر نزدیک‌تر باشد به این معناست که هوای عبوری تماس و انتقال حرارت بهتری با سطح کوئل داشته است. برای محاسبه  $BF_{coil}$  می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$BF_{coil} = 1 - \varepsilon_{coil} = \exp(-NTU_{coil}) \quad (20)$$

که در آن  $NTU_{coil}$  از رابطه (۳) محاسبه می‌شود. فرض می‌کنیم تأثیر  $BF_{coil}$  بر روی دما و رطوبت به یک میزان است. این فرض زمانی صادق است که تغییر از شرایط هوای ورودی به شرایط هوای خروجی را بر روی نمودار سایکرومتریک بتوانیم تقریباً به صورت یک خط در نظر بگیریم.

$$\omega_3 = (1 - BF_{coil})\omega_{coil} + BF_{coil}\omega_2 \quad (21)$$

که در آن  $\omega_{coil}$  رطوبت مطلق هوا در  $t_{coil}$  است. برای محاسبه  $\omega_{coil}$  از رابطه زیر استفاده می‌شود.

3 apparatus dew point temperature  
4 coil bypass factor

1 parallel flow  
2 counter flow

$$q_4 = q_3 + c_{pm} (t_4 - t_3) \quad (28)$$

که در آن  $c_{pm}$  ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط هوا و بخار و در حدود  $\text{kJ/kgK}$   $1.02$  است.  $T_{coil}$  برابر دمای اواپراتور که که برای طراحی کویل انبساط مستقیم در نرم افزار یونیلب استفاده می شود، در نظر گرفته شده است. در این بخش فرض بر این است که روی اواپراتور لوله گرمایی چگالش اتفاق نمی افتد در غیر اینصورت روابط محاسباتی کمی تغییر خواهند کرد.

### ۳- نتایج محاسبات طراحی

محاسبات مربوط به کویل سرمایشی و لوله گرمایی برای مشخصات هندسی (شامل تعداد ردیف ها، فشردگی فین ۲) مختلف و دماهای مختلف سطح کویل انجام شده است. نهایتاً مشخصات منتخب کویل و لوله گرمایی برای هواساز دارای  $100\%$  هوای تازه در جدول ۲ و برای هواساز با  $25\%$  هوای تازه در جدول ۳ نشان داده شده است.

نقاط مختلف در مسیر جریان هوا مربوط به هواساز مرسوم در شکل ۶ و نقاط مربوط به هواساز داری لوله گرمایی در شکل ۷ نشان داده شده است. شرایط مربوط به این نقاط با نرم افزار ای ای اس ۳ بر روی نمودار سایکرومتریک ترسیم شده است. شکل ۸ مربوط به حالت  $100\%$  هوای تازه و شکل ۹ مربوط به حالت  $25\%$  هوای تازه است. با توجه به اینکه برای محاسبه  $t_3$  از  $BF_{coil}$  استفاده شده و  $BF_{coil}$  نیز خود از رابطه (۲۰) محاسبه می شود، بنابراین مقدار  $t_3$  وابسته به دقت روابط مربوط به محاسبه  $\mathcal{E}_{coil}$  بوده و در نتیجه طبیعی است که با مقدار کمی خطا همراه باشد. در عمل نقطه ۳ نمی تواند حد اشباع را رد کرده و در خارج از محدوده نمودار باشد. بنابراین موقعیت صحیح نقطه ۳، محل تقاطع خط ۳-۴ با منحنی اشباع است. از طرف دیگر باید توجه داشت که منحنی اشباع بر اساس داده های موجود در نرم افزار ای ای اس رسم شده است و اختلاف مختصری بین مقادیر مربوط به منحنی اشباع در مراجع مختلف وجود دارد. البته در شکل ۸ نقطه ۳ بسیار نزدیک به منحنی اشباع است. طبق توضیحات فوق، خطای مختصر مربوط به نقطه ۳ قابل اغماض است.

همانطور که مشاهده می شود جایگزین کردن کویل سرمایش شماره دو

$$\omega_{coil} = \frac{\alpha P_{t_{coil}}}{P_t - P_{t_{coil}}} \quad [21] \quad (22)$$

که در آن  $P_t$  فشار محیط و  $\alpha$  نسبت جرم مولی آب به جرم مولی هوای خشک است. همچنین  $P_{t_{coil}}$  فشار بخار اشباع در  $t_{coil}$  است که از رابطه کلایزیوس-کلایپرون بهبودیافته ۱ محاسبه می شود:

$$P_{t_{coil}} = P_0 \left[ \left( \frac{T_{coil}}{T_o} \right)^{\left( \frac{\Delta c_{plv}}{R} \right)} \right] \exp \left[ \left( \frac{l_o + \Delta c_{plv} T_o}{R} \right) \cdot \left( \frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_{coil}} \right) \right] \quad [21] \quad (23)$$

که در آن  $T_{coil}$  دمای سطح کویل بر حسب کلوین،  $T_o$  برابر  $273/15$  کلوین،  $P_o$  فشار بخار اشباع در دمای  $T_o$ ،  $\Delta c_{plv}$  اختلاف ظرفیت گرمایی ویژه مایع و بخار آب و برابر  $2/326 \text{ kJ/kgK}$ ،  $l_o$  حرارت نهان تبخیر آب و  $R$  ثابت گاز برای بخار آب است.  $l_o$  در بازه دمای صفر تا  $50$  درجه سلسیوس از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$l_o = (-2.3705)t + 2500.7 \quad (24)$$

برای محاسبه آنتالپی (در واحد جرم هوا) در نقاط ۱ تا ۴ (شکل ۶) از روابط زیر استفاده می شود:

$$q_1 = c_{pa} \cdot t_1 + \omega_1 (l_o + c_{pv} \cdot t_1) \quad (25)$$

$$q_2 = q_1 - c_{pm} (t_4 - t_3) \quad (26)$$

$$q_3 = c_{pa} \cdot t_3 + \omega_3 (l_o + c_{pv} \cdot t_3) \quad (27)$$

جدول ۲. مشخصات کویل سرمایشی و لوله گرمایی دورپیچ منتخب مربوط به هواساز دارای ۱۰۰٪ هوای تازه

Table 2. properties of the selected DX coil and WAHP for 100% fresh air AHU

۶	دمای سطح کویل (°C)	
۵۲۶	سرعت هوا (ft/min)	
۳۸	تعداد ردیف‌ها	کویل سرمایشی
۸	تعداد لوله در هر ردیف	
۱۰	تعداد فین در یک اینچ (فشرده‌گی فین)	
۲	تعداد ردیف‌ها	لوله گرمایی دورپیچ
۳۸	تعداد لوله در هر ردیف	
۱۰	تعداد فین در یک اینچ (فشرده‌گی فین)	
۰/۰۱۸۳۹	$\omega_1$	
۳۱/۹	$T_1$	
۰/۰۱۸۳۹	$\omega_2$	
۲۵/۸	$T_2$	
۰/۰۰۷۹۳	$\omega_3$	
۹/۵	$T_3$	
۰/۰۰۷۹۳	$\omega_4$	
۱۵/۶	$T_4$	
٪۷۳	$RH_4$	خروجی‌ها
۳۹/۶	نرخ انتقال حرارت لوله گرمایی دورپیچ (kW)	

تغییر دمای کویل و با اضافه کردن لوله گرمایی دورپیچ دو ردیفه می‌توان دمای ۱۶/۳ درجه سلسیوس و رطوبت ٪۷۳ را تأمین کرد ولی چنانچه دمای پایین‌تری مد نظر باشد باید دمای سطح کویل کمی کاهش یابد.

برای حالت ٪۲۵ هوای تازه (جدول ۵) دمای طراحی کویل ۶/۸ درجه سلسیوس است. بدون تغییر دمای کویل و با اضافه کردن لوله گرمایی دورپیچ دو ردیفه می‌توان دمای ۱۵/۱ درجه سلسیوس و رطوبت ٪۷۲ را تأمین کرد. همچنین با کاهش بسیار مختصر دمای سطح کویل تا ۶/۵ درجه می‌توان دمای ۱۴/۸ و رطوبت ٪۷۲ را تأمین کرد که شرایط مطلوبی است. شکل ۱۰ وضعیت بدون رطوبت‌زدایی کافی و وضعیت دارای لوله گرمایی (حالت شماره ۳ در جدول ۵) را روی نمودار سایکرومتریک نشان می‌دهد. دمای خروجی کمی افزایش داشته ولی رطوبت کاهش قابل ملاحظه‌ای داشته است (مقایسه نقاط ۴ و ۲).

و کویل بازگرمایش با لوله گرمایی دورپیچ منتج به هوای خروجی با شرایط تقریباً مشابه شده است (نقاط ۴ و ۴') ضمن اینکه مقدار انرژی مورد نیاز برای سرمایش در آن (اختلاف آنتالپی از نقطه ۲ به ۳) کمتر از مقدار انرژی مورد نیاز برای سرمایش در روش مرسوم (اختلاف آنتالپی از نقطه ۱ به ۳') است.

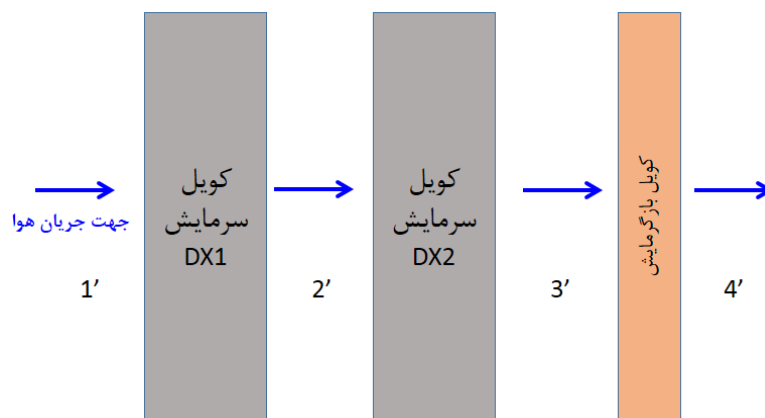
در شرایطی که هواساز موجود و در حال بهره‌برداری با یک کویل سرمایشی و صرفاً برای کنترل دما طراحی شده باشد، در مناطق مرطوب با مشکل رطوبت‌زدایی مواجه خواهد شد. برای بهبود رطوبت‌زدایی در این نوع هواساز نیز می‌توان از لوله گرمایی استفاده کرد. محاسبات مربوط به اضافه کردن لوله گرمایی دورپیچ به هواساز موجود برای دو حالت ٪۱۰۰ و ٪۲۵ هوای تازه در جدول ۴ و جدول ۵ اراده شده است. برای حالت ٪۱۰۰ هوای تازه (جدول ۴) دمای طراحی کویل ۷/۱ درجه سلسیوس است. بدون



جدول ۳. مشخصات کویل سرمایشی و لوله گرمایی دورپیچ مربوط به هواساز دارای ۲۵٪ هوای تازه

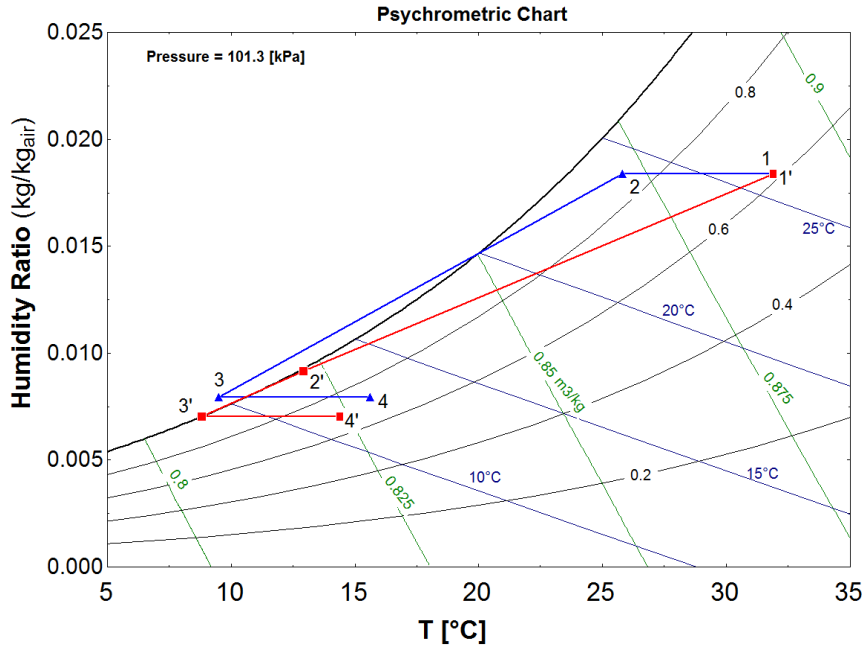
Table 3. properties of the selected DX coil and WAHP for 25% fresh air AHU

۶/۵	دمای سطح کویل (°C)	کویل سرمایشی
۵۲۶	سرعت هوا (ft/min)	
۶	تعداد ردیف‌ها	
۳۸	تعداد لوله در هر ردیف	
۱۲	تعداد فین در یک اینچ (فشرده‌گی فین)	
۲	تعداد ردیف‌ها	لوله گرمایی دورپیچ
۳۸	تعداد لوله در هر ردیف	
۱۴	تعداد فین در یک اینچ (فشرده‌گی فین)	
۰/۰۱۲۱۳	$\omega_1$	
۲۶/۷	$T_1$	
۰/۰۱۲۱۳	$\omega_2$	خروجی‌ها
۲۱	$T_2$	
۰/۰۰۷۲۶	$\omega_3$	
۹/۶	$T_3$	
۰/۰۰۷۲۶	$\omega_4$	
۱۵/۳	$T_4$	خروجی‌ها
٪۶۸	$RH_4$	
۳۶/۷	نرخ انتقال حرارت لوله گرمایی دورپیچ (kW)	



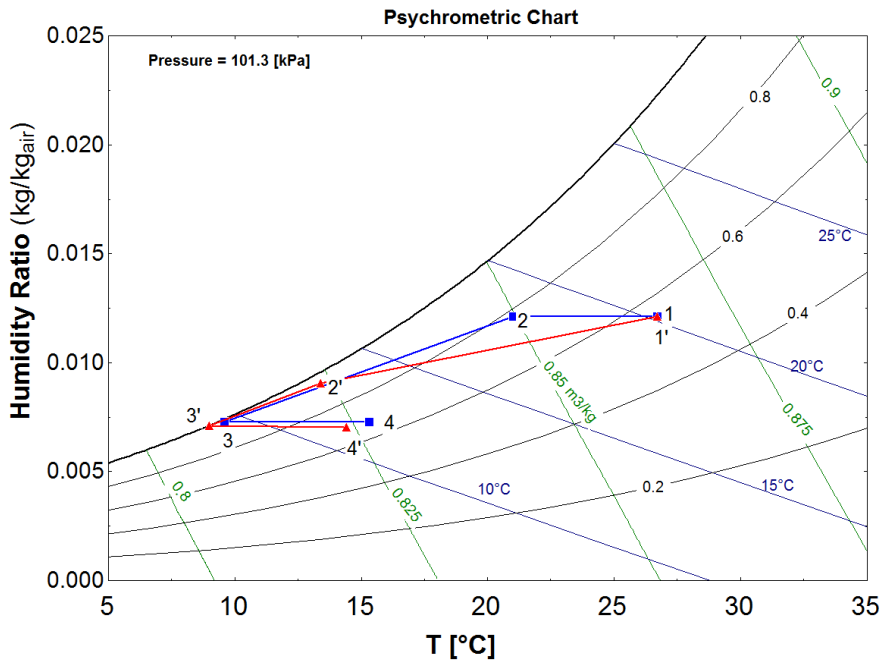
شکل ۷. موقعیت نقاط مختلف در مسیر جریان هوا از روی کویل‌های سرمایش و بازگرمایش (روش مرسوم)

Fig. 7. positions of various points in the path of air flow over cooling and reheat coils (conventional approach)



شکل ۸. تغییر شرایط دما و رطوبت (هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه) بر روی نمودار سایکرومتریک برای دو حالت مرسوم و لوله‌گرمایی

Fig. 8. Variation of temperature and humidity conditions (for 100% fresh air AHU) on the psychrometric chart for both conventional and WHP approaches



شکل ۹. تغییر شرایط دما و رطوبت (هواساز ۲۵٪ هوای تازه) بر روی نمودار سایکرومتریک برای دو حالت مرسوم و لوله‌گرمایی

Fig. 9. Variation of temperature and humidity conditions (for 25% fresh air AHU) on the psychrometric chart for both conventional and WHP approaches

جدول ۴. نتایج اضافه کردن لوله گرمایی به هواساز موجود با ۱۰۰٪ هوای تازه

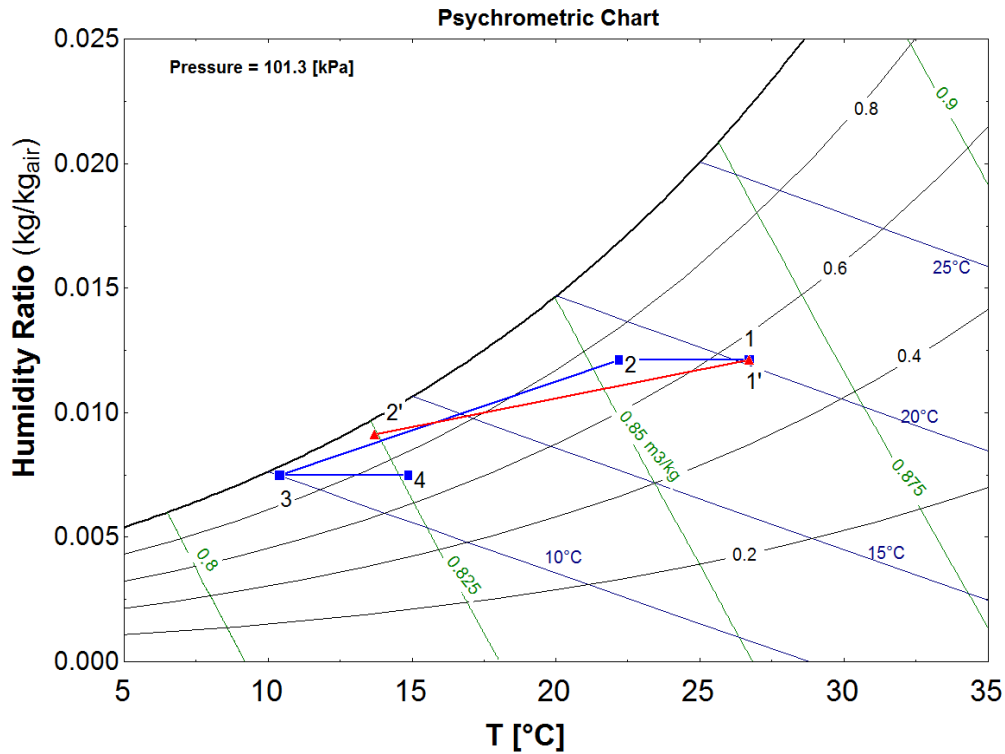
Table 4. results of adding WAHP to an under-operation AHU with 100% fresh air

۶	۵	۴	۳	۲	۱		
۶/۵	۶/۵	۶/۵	۷/۱	۷/۱	۷/۱	دمای سطح کویل	کویل سرمایشی
۵۲۶	۵۲۶	۵۲۶	۵۲۶	۵۲۶	۵۲۶	سرعت هوا (ft/min)	
۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	تعداد لوله در هر ردیف	
۸	۸	۸	۸	۸	۸	تعداد ردیف‌ها	
۱۰	۱۰	۱۰	۱۰	۱۰	۱۰	تعداد فین در یک اینچ (فشرده‌گی فین)	لوله گرمایی دورپیچ
۱	۱	۲	۲	۱	۲	تعداد ردیف‌ها	
۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	تعداد لوله در هر ردیف	
۱۲	۱۰	۱۰	۱۲	۱۰	۱۰	تعداد فین در یک اینچ (فشرده‌گی فین)	
۱۴/۶	۱۴/۱	۱۵/۹	۱۶/۹	۱۴/۵	۱۶/۳	دمای هوای ورودی	خروجی‌ها
%۸۰	%۸۲	%۷۳	%۷۱	%۸۲	%۷۳	رطوبت نسبی هوای ورودی	
۲۸/۳	۲۴/۸	۳۸/۹	۴۲/۶	۲۴/۲	۳۷/۹	نرخ انتقال حرارت لوله گرمایی دورپیچ (kW)	

جدول ۵. نتایج اضافه کردن لوله گرمایی به هواساز موجود با ۲۵٪ هوای تازه

Table 5. results of adding WAHP to an under-operation AHU with 25% fresh air

۴	۳	۲	۱		
۶/۵	۶/۵	۶/۸	۶/۸	دمای سطح کویل	کویل سرمایشی
۵۲۶	۵۲۶	۵۲۶	۵۲۶	سرعت هوا (ft/min)	
۶	۶	۶	۶	تعداد ردیف‌ها	
۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	تعداد لوله در هر ردیف	
۱۰	۱۰	۱۰	۱۰	تعداد فین در یک اینچ (فشرده‌گی فین)	لوله گرمایی دورپیچ
۳	۲	۱	۲	تعداد ردیف‌ها	
۳۸	۳۸	۳۸	۳۸	تعداد لوله در هر ردیف	
۱۰	۱۰	۱۰	۱۰	تعداد فین در یک اینچ (فشرده‌گی فین)	
۱۵/۷	۱۴/۹	۱۳/۸	۱۵/۱	دمای هوای ورودی	خروجی‌ها
%۶۸	%۷۲	%۷۸	%۷۲	رطوبت نسبی هوای ورودی	
۳۶/۳	۲۸/۸	۱۷/۹	۲۵/۵	نرخ انتقال حرارت لوله گرمایی دورپیچ (kW)	



شکل ۱۰. تغییرات بر روی نمودار سایکرومتریکی برای حالت بدون رطوبت‌زدایی کافی و حالت دارای لوله‌گرمایی (هواساز ۲۵٪ هوای تازه)

Fig. 10. Variation of temperature and humidity conditions (for 25% fresh air AHU) on the psychrometric chart for insufficient dehumidification and WAHP approach

به منظور اعتبارسنجی، یک نمونه از نتایج مقایسه مربوط به هواساز دارای ۱۰۰٪ هوای تازه و یک نمونه مربوط به ۲۵٪ هوای تازه در این بخش ارائه می‌گردد. یک نمونه از نتایج محاسبات نرم‌افزار شرکت ای‌سی‌تی در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود که در آن مشخصات هندسی لوله‌گرمایی دورپیچ وارد شده و محاسبه تغییرات دما و رطوبت و نرخ انتقال حرارت انجام شده است.

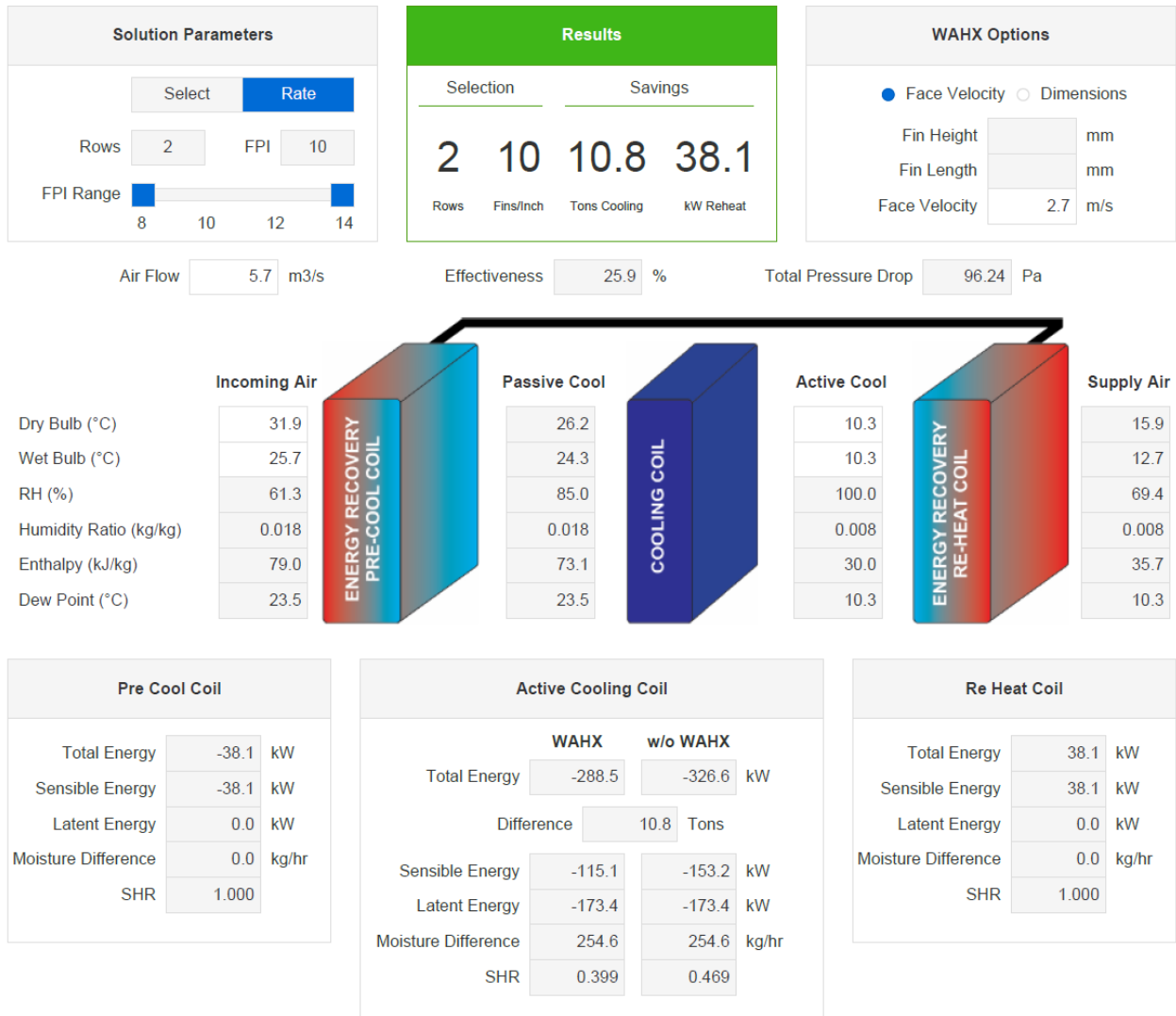
مقایسه نتایج محاسبات انجام شده به کمک روابط (۱) تا (۲۸) و نتایج حاصل از نرم‌افزار شرکت ای‌سی‌تی برای حالت ۱۰۰٪ در جدول ۶ و برای حالت ۲۵٪ هوای تازه در جدول ۷ ارائه شده است.

نتایج ارائه شده در جدول ۶ و جدول ۷ نشان می‌دهد که محاسبات انجام شده در این پروژه بسیار نزدیک به محاسبات بر اساس نرم‌افزار ای‌سی‌تی بوده و بنابراین می‌توان نتیجه گرفت فرآیند و روابط محاسباتی معتبر است.

مجموع محاسبات و تحلیل‌های ارائه شده در این بخش بیانگر این نکته هستند که در همه حالت‌ها، استفاده از لوله‌گرمایی دورپیچ موجب بهبود قابل توجه رطوبت‌زدایی و تأمین دمای مناسب در محدوده قابل قبول بدون مصرف انرژی اضافی خواهد شد.

#### ۴- اعتبارسنجی محاسبات

برای اعتبارسنجی محاسبات انجام شده می‌توان نتایج محاسبات را با نتایج حاصل از نرم‌افزار آنلاین شرکت ای‌سی‌تی ۱ مقایسه کرد. لازم به ذکر است که از طرفی روابط محاسباتی این نرم‌افزار مشخص نبوده و از طرف دیگر به دلیلی اینکه این شرکت یکی از بزرگترین سازندگان لوله‌گرمایی دورپیچ در دنیا است بنابراین انتظار می‌رود که روابط استفاده شده در این نرم‌افزار از دقت بالایی برخوردار باشند.



شکل ۱۱. نتایج محاسبات هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه در نرم‌افزار شرکت ای‌سی‌تی

Fig. 11. ACT software outputs for 100% fresh air AHU

جدول ۶. مقایسه نتایج محاسبات و ای‌سی‌تی برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه

Table 6. comparison of calculations results and ACT software outputs for 100% fresh air AHU

$\epsilon_{WAHP}$	نرخ انتقال حرارت لوله‌گرمایی (kW)	$\omega_4$	$t_4$	$\omega_3$	$t_3$	$\omega_2$	$t_2$	$\omega_1$	$t_1$ (°C)	
۰/۲۷	۳۸	۰/۰۰۸	۱۶/۲	۰/۰۰۸	۱۰/۳	۰/۰۱۸	۲۶	۰/۰۱۸	۳۱/۹	محاسبات
۰/۲۶	۳۸/۱	۰/۰۰۸	۱۵/۹	۰/۰۰۸	۱۰/۳	۰/۰۱۸	۲۶/۲	۰/۰۱۸	۳۱/۹	نرم‌افزار ای‌سی‌تی

جدول ۷. مقایسه نتایج محاسبات و ای‌سی‌تی برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه

Table 7. comparison of calculations results and ACT software outputs for 25% fresh air AHU

$\varepsilon_{WAHP}$	نرخ انتقال حرارت لوله‌گرمایی (kW)	$\omega_4$	$t_4$	$\omega_3$	$t_3$	$\omega_2$	$t_2$	$\omega_1$	$t_1$ (°C)	
۰/۳۳	۳۶/۷	۰/۰۰۷	۱۵/۳	۰/۰۰۷	۹/۶	۰/۰۱۲	۲۱	۰/۰۱۲	۲۶/۷	محاسبات
۰/۳۱	۳۶	۰/۰۰۷	۱۴/۹	۰/۰۰۷	۹/۶	۰/۰۱۲	۲۱/۴	۰/۰۱۲	۲۶/۷	نرم‌افزار ای‌سی‌تی

شماره دو است.

همچنین سرمایش نهان در کویل شماره یک حدود چهار برابر کویل شماره دو است که دلیل آن کاهش شدید رطوبت مطلق در کویل شماره یک (یعنی ۹/۱ گرم بخار آب بر کیلوگرم هوا) و کاهش مختصر در کویل شماره دو (یعنی ۲/۱ گرم بخار آب بر کیلوگرم هوا) است. با توجه به این توضیحات مشاهده می‌شود که کویل شماره دو علی‌رغم تشابه به کویل شماره یک تاثیر بسیار کمتری در سرمایش محسوس و نهان دارد. با اینحال در روش مرسوم رطوبت‌زدایی گریزی از این هزینه اضافی و استفاده از کویل دوم نیست. ظرفیت کویل بازگرمایش حدود ۴۰ کیلووات است. با احتساب راندمان موتورخانه برابر ۶۰٪ (شامل راندمان احتراق، مشعل، دیگ آب گرم و لوله‌های انتقال) و ارزش حرارتی گاز برابر ۸۱۰۰ کیلوکالری بر مترمکعب، مصرف گاز برابر است با:

$$\frac{40 \left( \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right) * 3600 \left( \frac{\text{s}}{\text{h}} \right)}{8100 \left( \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3} \right) * 4.184 \left( \frac{\text{J}}{\text{cal}} \right) * 0.6} = 7 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \quad (29)$$

۵-۱-۲- هواساز دارای لوله‌گرمایی دورپیچ

کویل انبساط مستقیم مورد استفاده در این حالت مشابه کویل شماره یک روش مرسوم است با این تفاوت که فشردگی فین برابر ۱۰ و دمای سطح کویل را می‌توان کمی متفاوت در نظر گرفت تا بار سرمایشی مد نظر تأمین گردد. با تغییر پارامترهای مربوط به لوله‌گرمایی دورپیچ و یا دمای سطح

## ۵- محاسبات صرفه جویی انرژی

۵-۱- هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه

۵-۱-۱- روش مرسوم

همانطور که قبلاً هم اشاره شد به منظور رطوبت‌زدایی کافی به شیوه مرسوم، کویل سرمایشی باید به قدر کافی بزرگ باشد تا بار سرمایشی کافی را تأمین نماید. با توجه به اینکه سازندگان معمولاً برای یک کویل انبساط مستقیم حداکثر هشت ردیف در نظر می‌گیرند، تعداد ردیف‌های بیشتر باید در قالب یک کویل دیگر باشد. بنابراین برای حالتی که ۱۰۰٪ هوای تازه وجود دارد از دو کویل هشت ردیفه استفاده می‌شود. همچنین از یک کویل آب گرم به منظور بازگرمایش استفاده می‌شود. شرایط خروجی کویل اول همان شرایط ورودی کویل دوم و شرایط خروجی کویل دوم همان شرایط ورودی کویل بازگرمایش است.

بر اساس محاسبات نرم‌افزار یونیلپ ظرفیت کل سرمایش کویل شماره یک برابر ۲۷۷/۳ کیلووات است که ۱۲۸ کیلووات آن ناشی از سرمایش محسوس و ۱۴۹/۳ کیلووات آن ناشی از سرمایش نهان (تقطیر رطوبت هوا) است. همچنین ظرفیت کل سرمایش کویل دوم برابر ۶۶/۵ کیلووات است که ۲۹/۴ کیلووات آن ناشی از سرمایش محسوس و ۳۷/۱ کیلووات آن ناشی از سرمایش نهان است. در این دو کویل هم سطح انتقال حرارت سمت هوا یکسان است و هم دمای سطح خیلی به هم نزدیک است (۷ و ۶/۲ درجه سلسیوس). با اینحال به دلیل تفاوت زیاد در تغییر دمای هوای ورودی و خروجی (که در کویل شماره یک برابر ۱۹ درجه سلسیوس و در کویل دوم حدود ۴ درجه سلسیوس است) در کویل شماره یک بیش از چهار برابر کویل شماره دو، سرمایش محسوس کویل شماره یک بیش از چهار برابر کویل

انرژی ناشی از به‌کارگیری لوله‌گرمایی دورپیچ در یک ساختمان در دبی استفاده کرده است. ایراد اصلی این روش آن است که اگر دسته بندی بر اساس دمای هوا باشد، تخصیص رطوبت هوا به آن دما روش مشخصی ندارد و باید یک رطوبت میانگین فرضی به آن تخصیص داد. با توجه به ایراد فوق‌الذکر در خصوص روش تحلیل داده بین، روش جایگزین دیگری برای محاسبه مصرف انرژی پیشنهاد می‌شود؛ فرض می‌کنیم در طی ساعات کارکرد هواساز، دما و رطوبت محیط ثابت و به ترتیب برابر حدود ۳۲ درجه سلسیوس و ۶۲٪ بوده و برای ساعات کارکرد سالانه مختلف ۶۰۰، ۹۰۰ و ۱۲۰۰ ساعت محاسبات صرفه‌جویی انرژی را انجام می‌دهیم. این روش در واقع یک مقایسه بین حالت‌های مختلف به ویژه بین کمینه و بیشینه میزان صرفه‌جویی انرژی را به دست می‌دهد و بر اساس آن می‌توان بهترین و بدترین حالت‌ها را پیش‌بینی و بر اساس آن تصمیم‌گیری کرد.

تفاوت مصرف انرژی بین هواساز مرسوم و هواساز دارای لوله‌گرمایی ناشی از تفاوت در مصرف برق کمپرسور، مصرف برق فن‌کندانسور و مصرف گاز برای گرمایش است. فرض می‌کنیم فن هواساز در هر دو حالت مشابه بوده و برق یکسانی مصرف می‌کند. با توجه به اینکه هواساز مرسوم دارای دو سیکل تبرید است قاعداً مصرف برق فن‌کندانسور آن بیشتر است. با اینحال فرض می‌کنیم مصرف برق فن‌کندانسور در دو حالت یکسان باشد. برای تعیین مصرف برق کمپرسور از ضریب عملکرد ۲ کمپرسور استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که هر یک از دو کویل سرمایشی مورد استفاده در هواساز مرسوم دارای مدار مجزای چرخه تبرید بوده و بنابراین کمپرسورهای مجزایی دارند. بر اساس اطلاعات دریافتی از شرکت سازنده، ضریب عملکرد مربوط به مدار کویل‌های شماره یک و شماره دو به ترتیب برابر ۴/۵۹ و ۴/۴۸ است. با تقسیم ظرفیت سرمایشی هر کویل بر ضریب عملکرد مربوطه مقدار توان برق مورد نیاز کمپرسور به دست می‌آید. نرخ مصرف انرژی دو حالت مذکور در جدول ۸ مورد مقایسه قرار گرفته است.

برای محاسبه مصرف سالانه انرژی هواساز، با توجه به ساعات عملکرد سالانه ۶۰۰، ۹۰۰ و ۱۲۰۰ ساعت نتایج مربوط به هواساز مرسوم و هواساز دارای لوله‌گرمایی در جدول ۹ آورده شده است. استفاده از لوله‌گرمایی در هواساز دارای ۱۰۰٪ کاهش تازه، موجب کاهش ۵٪ مصرف برق و کاهش ۱۰۰٪ مصرف گاز می‌شود.

کویل، نتایج خروجی، مانند دما و رطوبت خروجی هواساز، انرژی تبادل شده توسط لوله‌گرمایی و انرژی تبادل شده بین جریان هوا و کویل تغییر می‌کند. انرژی تبادل شده بین جریان هوا و کویل در واقع معادل با انرژی مصرف شده توسط کویل است. در حالتی که لوله‌گرمایی استفاده می‌شود، تنها مصرف‌کننده انرژی، کویل سرمایشی است که انرژی مصرفی در آن برابر تغییر آنتالپی از نقطه ۲ به نقطه ۳ است (شکل ۶).

در این تحقیق ساده‌ترین حالت ممکن یعنی لوله‌گرمایی دورپیچ بدون سازوکار کنترلی مد نظر بوده است. به همین دلیل خروجی حاصل لزوماً به طور کامل منطبق بر روش مرسوم نبوده و به همین دلیل نزدیکترین حالت ممکن به آن را در نظر می‌گیریم. اگر فرض کنیم دمای سطح کویل برابر ۵/۵ درجه سلسیوس باشد و از لوله‌گرمایی دورپیچ دو ردیفه شامل ۳۸ لوله در هر ردیف و فشردگی فین ۱۰ استفاده شود، خروجی هواساز با دمای ۱۵/۳ درجه سلسیوس و رطوبت ۷۳٪ خواهد بود. خروجی هواساز در حالت مرسوم دمای ۱۴/۴ درجه سلسیوس و رطوبت حدود ۷۰٪ است. مشاهده می‌شود که این دو حالت اختلاف چشمگیری ندارند و لذا می‌توانند مورد مقایسه قرار گیرند. در شرایط فوق‌الذکر که لوله‌گرمایی استفاده شده نرخ انتقال حرارت مبدل حرارتی لوله‌گرمایی برابر ۴۰/۴ کیلووات است. همچنین نرخ انتقال حرارت کویل سرمایشی که به معنای مصرف انرژی در هواساز است برابر ۲۷۳ کیلووات است.

#### ۵-۱-۳- محاسبه صرفه‌جویی انرژی

به منظور محاسبه مصرف انرژی هواساز یک روش به این صورت است که مصرف انرژی در بازه‌های زمانی کوچک (مثلاً ساعتی) محاسبه و در نهایت مجموع انرژی مصرف شده در مجموع ساعات کارکرد محاسبه شود. این روش نیازمند در اختیار داشتن داده‌های دما و رطوبت هوای محیط در تمام ساعات کارکرد است. با توجه به اینکه تعداد داده‌های ساعتی در بازه زمانی یک ساله یا چند ماهه خیلی زیاد است، برای سهولت محاسبات می‌توان از روش تحلیل بین ۱ استفاده کرد تا داده‌های ساعتی مصرف انرژی در طول سال در قالب تعداد محدودی دسته (بین) ارائه شود. در این روش بازه بین کمینه و بیشینه مصرف انرژی به تعداد محدودی بازه (دسته)، مثلاً ۱۰ دسته، تقسیم می‌شود. میانگین ابتدا و انتهای هر بازه عددی است که به آن بازه تخصیص داده می‌شود. در نهایت مجموع ساعات مربوط به هر بازه محاسبه می‌شود. یوهارا [۱۰] از این روش برای محاسبه کاهش مصرف

جدول ۸. مقایسه نرخ مصرف انرژی در هواساز مرسوم و هواساز دارای لوله‌گرمایی برای ۱۰۰٪ هوای تازه

Table 8. comparison of energy consumption rates in conventional and WAHP-equipped AHU for 100% fresh air

هواساز دارای لوله‌گرمایی	هواساز مرسوم	
۶۱	۴۹/۵	مصرف برق کویل شماره یک (kW)
ندارد	۱۴/۸	مصرف انرژی کویل شماره دو (kW)
۶۱	۶۴/۳	مصرف برق کل (kW)
۰	۷	مصرف گاز کل (m <sup>3</sup> /h)

جدول ۹. مقایسه مصرف انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای لوله‌گرمایی برای ۱۰۰٪ هوای تازه

Table 9. comparison of annual energy consumption in conventional and WAHP-equipped AHU for 100% fresh air

انرژی مصرفی	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم	هواساز دارای لوله‌گرمایی	درصد کاهش مصرف
مصرف برق (kWh/year)	۶۰۰	۳۸۵۸۰	۳۶۶۰۰	٪۵
	۹۰۰	۵۷۸۷۰	۵۴۹۰۰	
	۱۲۰۰	۷۷۱۶۰	۷۳۲۰۰	
مصرف گاز کل (m <sup>3</sup> /year)	۶۰۰	۴۲۰۰	۰	٪۱۰۰
	۹۰۰	۶۳۰۰	۰	
	۱۲۰۰	۸۴۰۰	۰	

#### ۶- برآورد هزینه‌های ساخت و اجرا

در این بخش برآورد هزینه‌های ساخت و اجرای سامانه‌های هواساز با و بدون لوله‌گرمایی ارائه خواهد شد. به این منظور دو حالت مختلف در نظر گرفته می‌شود؛ حالت اول حالتی است که هواساز جدید بوده و لوله‌گرمایی دورپیچ در کارخانه و به عنوان جزئی از فرآیند ساخت هواساز، بر روی هواساز تعبیه می‌شود. در این حالت هزینه ساخت لوله‌گرمایی دورپیچ به عنوان بخشی از قیمت هواساز در نظر گرفته می‌شود. حالت دوم حالتی است که

#### ۵-۲- هواساز با ۲۵٪ هوای تازه

محاسبات مشابه بخش قبل برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه نیز انجام شده است. مقایسه نرخ مصرف انرژی در جدول ۱۰ و مقایسه مصرف انرژی سالانه در جدول ۱۱ ارائه شده است. همانطور که در جدول ۱۱ مشاهده می‌شود استفاده از لوله‌گرمایی در هواساز دارای ۲۵٪ هوای تازه، موجب کاهش ۲۵٪ مصرف برق و کاهش ۱۰۰٪ مصرف گاز می‌شود.



جدول ۱۰. مقایسه نرخ مصرف انرژی در هواساز مرسوم و هواساز دارای لوله گرمایی برای ۲۵٪ هوای تازه

Table 10. comparison of energy consumption rates in conventional and WAHP-equipped AHU for 25% fresh air

روش لوله گرمایی	روش مرسوم	
۳۴	۲۹/۴۵	مصرف برق کویل شماره یک (kW)
ندارد	۱۶/۱	مصرف انرژی کویل شماره دو (kW)
۳۴	۴۵/۵۵	مصرف برق کل (kW)
۰	۷	مصرف گاز کل (m <sup>3</sup> /h)

جدول ۱۱. مقایسه مصرف انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای لوله گرمایی برای ۲۵٪ هوای تازه

Table 11. comparison of annual energy consumption in conventional and WAHP-equipped AHU for 25% fresh air

انرژی مصرفی	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم	هواساز دارای لوله گرمایی	درصد کاهش مصرف
مصرف برق (kWh/year)	۶۰۰	۲۷۳۳۰	۲۰۴۰۰	۲۵٪
	۹۰۰	۴۰۹۹۵	۳۰۶۰۰	
	۱۲۰۰	۵۴۶۶۰	۴۰۸۰۰	
مصرف گاز کل (m <sup>3</sup> /year)	۶۰۰	۴۲۰۰	۰	۱۰۰٪
	۹۰۰	۶۳۰۰	۰	
	۱۲۰۰	۸۴۰۰	۰	

۶-۱- هواساز جدید

۶-۱-۱- هواساز مرسوم

بر اساس استعلام قیمت انجام شده از شرکت سازنده هواساز، برای خرید یک دستگاه هواساز مناسب برای شرایط آب و هوایی شهر رشت با هوادهی ۱۲۰۰۰ cfm و ۱۰۰٪ هوای تازه، مبلغ ۵,۵۶ میلیارد ریال بابت محفظه اصلی هواساز (شامل کویل های اواپراتور، فن هوادهی و فیلتر) لازم

هواساز موجود بوده و در ساختمان در حال بهره برداری است. در این حالت هزینه ها شامل اضافه کردن لوله گرمایی است. باید توجه کرد که به منظور امکان سنجی اقتصادی، تاکید اصلی بر اختلاف هزینه بین روش مرسوم و روش دارای لوله گرمایی است. بنابراین هزینه های مشترک چندان مورد توجه و حساسیت نبوده و ممکن است بخشی از آن ها وارد محاسبات نشوند. همچنین لازم به ذکر است که استعلام قیمت ها مربوط به یک شرکت سازنده هواساز در سال ۱۴۰۰ است.

جدول ۱۲. مقایسه هزینه‌های ساخت انواع هواساز

Table 12. comparison of various AHUs fabrication costs

هزینه (میلیارد ریال)	نوع هواساز و درصد هوای تازه
۱۹/۷۹	۱۰۰٪ هوای تازه
۱۵/۲۹	۲۵٪ هوای تازه
۱۴/۳	۱۰۰٪ هوای تازه
۱۱/۵۷	۲۵٪ هوای تازه

مجموع هزینه برای هواساز دارای لوله‌گرمایی با ۱۰۰٪ هوای تازه برابر ۱۱/۵۷ میلیارد ریال است.

۶-۱-۳- مقایسه هزینه‌ها

هزینه‌های برآورد شده برای ساخت انواع هواساز، جهت مقایسه در جدول ۱۲ ارائه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود هزینه ساخت هواساز دارای لوله‌گرمایی حدود ۲۰ تا ۲۳ درصد از هواساز مرسوم کمتر است. بنابراین فارغ از محاسبات مربوط به صرفه جویی انرژی، استفاده از هواساز مجهز به لوله‌گرمایی مقرون به صرفه‌تر است. بنابراین انتظار می‌رود که در صورت توسعه این فناوری در داخل کشور، بر روی همه هواسازها استفاده شود.

۶-۲- افزودن لوله‌گرمایی دورپیچ به هواساز موجود

سناریوی دیگر برای استفاده از لوله‌گرمایی این است که بر روی هواسازهای موجود و در حال بهره‌برداری نصب شود. برای محاسبات اقتصادی مربوط به این سناریو صرفاً هواساز دارای کویل سرمایشی انبساط مستقیم در نظر گرفته شده و کویل آب سرد مورد بررسی نخواهد بود. بر اساس استعلام انجام شده، هزینه‌های افزودن یک دستگاه لوله‌گرمایی دورپیچ به هواساز موجود، مطابق جدول ۱۳ است.

۷- محاسبات و تحلیل اقتصادی

۷-۱- بهای انرژی

در کشور ایران به دلایل مختلف اقتصادی و اجتماعی، بهای تمام شده برق برای مصرف‌کنندگان (اعم از مصارف عمومی، تولید و سایر مصارف)

است. همچنین دو کندانسینگ یونیت ۱ برای دو کویل انبساط مستقیم با مبالغ ۱۰/۵۸ میلیارد ریال و ۳/۶ میلیارد ریال و یک کویل بازگرمایش به مبلغ ۰/۳۸ میلیارد ریال باید خریداری شود. بنابراین در مجموع ۱۹/۷۹ میلیارد ریال هزینه خرید یک هواساز مرسوم با ۱۰۰٪ هوای تازه خواهد شد. همچنین برای هواساز دارای ۲۵٪ هوای تازه مبلغ ۵/۳۵ میلیارد ریال بابت محفظه اصلی هواساز (شامل کویل‌های اواپراتور، فن هوادهی و فیلتر) لازم است. همچنین دو کندانسینگ یونیت برای دو کویل انبساط مستقیم با مبالغ ۶/۶۱ میلیارد ریال و ۳/۲۷ میلیارد ریال و یک کویل بازگرمایش به مبلغ ۰/۳۸ میلیارد ریال باید خریداری شود. بنابراین در مجموع ۱۵/۲۹ میلیارد ریال هزینه خرید یک هواساز مرسوم با ۲۵٪ هوای تازه خواهد شد. طبیعتاً همانطور که قبلاً هم اشاره شد هزینه‌های دیگری (مانند حمل، نصب و راه‌اندازی) نیز وجود دارد که چون در هر دو حالت مرسوم و دارای لوله‌گرمایی یکسان است تاثیری در مقایسه هزینه‌ها ندارد.

۶-۱-۲- هواساز دارای لوله‌گرمایی دورپیچ

برای شرایط ۱۰۰٪ هوای تازه، قیمت هواساز مجهز به لوله‌گرمایی دارای دو ردیف لوله و فشردگی فین ۱۰ برابر ۵/۱۴ میلیارد ریال و قیمت کندانسینگ یونیت مربوطه ۹/۱۵ میلیارد ریال است. بنابراین مجموع هزینه برای هواساز دارای لوله‌گرمایی با ۱۰۰٪ هوای تازه برابر ۱۴/۳ میلیارد ریال است. همچنین برای شرایط ۲۵٪ هوای تازه قیمت هواساز مجهز به لوله‌گرمایی دارای دو ردیف لوله و فشردگی فین ۱۰ برابر ۴/۹۶ میلیارد ریال و قیمت کندانسینگ یونیت مربوطه ۶/۶۱ میلیارد ریال است. بنابراین ۱- کندانسینگ یونیت شامل کمپرسور، کندانسور و سایر تجهیزات جانبی است.

جدول ۱۳. هزینه‌های افزودن یک دستگاه لوله‌گرمایی دورپیچ به هواساز

Table 13. costs of adding a WAHP to a AHU

مبلغ (میلیون ریال)	مورد هزینه‌کرد
۸۰۰	ساخت لوله‌گرمایی دورپیچ
۲۲	ارسال کویل‌ها از تهران به رشت
۱۵	باز کردن و اصلاح یکی از پنل‌های جداری هواساز
۳۰	نیروی انسانی (اعزام و اسکان + دستمزد)
۸۶۷	مجموع

۷-۲- محاسبات صرفه اقتصادی

۷-۲-۱- هواساز جدید

بر اساس نتایج ارائه شده در جدول ۱۲ برای ظرفیت هوادهی  $2000 \text{ cfm}$  و شرایط آب و هوایی شهر رشت، قیمت هواساز مجهز به لوله‌گرمایی بین ۲۰ تا ۲۳ درصد کمتر از هواساز مرسوم است. بنابراین تولید آن هم از دیدگاه مصرف‌کننده و هم از نگاه حاکمیت جذاب و مقرون به صرفه است. علاوه بر این، استفاده از لوله‌گرمایی موجب صرفه‌جویی اقتصادی ناشی از کاهش مصرف انرژی خواهد شد. جدول ۱۴ و جدول ۱۵ هزینه مصرف انرژی را به ترتیب از دیدگاه مصرف‌کننده و حاکمیت برای هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه نشان می‌دهد.

همچنین جدول ۱۶ و جدول ۱۷ هزینه مصرف انرژی را به ترتیب از دیدگاه مصرف‌کننده و حاکمیت برای هواساز ۲۵٪ هوای تازه نشان می‌دهد. همانطور که در جداول فوق مشاهده می‌شود، صرفه‌جویی سالانه از دیدگاه حاکمیتی رقم قابل توجهی است. به عنوان مثال در یک رستوران که هواساز آن با دبی  $12000 \text{ cfm}$  و نرخ هوای تازه ۲۵٪ کار می‌کند، استفاده از فناوری لوله‌گرمایی می‌تواند سالانه تا حدود ۴۵ میلیون تومان از محل صرفه‌جویی انرژی عاید حاکمیت کند. باید توجه کرد که این رقم صرفاً صرفه‌جویی حاصل از یک ساختمان است. با در نظر گرفتن مثلاً ۱۰۰۰ ساختمان مشابه در مناطق مرطوب شمال و جنوب ایران، دستگاه حاکمیتی متولی انرژی، سالانه ۴۵ میلیارد تومان عایدی حاصل از صرفه‌جویی انرژی خواهد داشت.

بسیار کمتر از مجموع بهای تمام شده تولید، انتقال و توزیع است. در این مقاله محاسبات اقتصادی بر مبنای هزینه‌ها و تعرفه‌های سال ۱۴۰۰ انجام شده است. بار سرمایشی در ساعات اوج بار به شبکه تحمیل می‌شود بنابراین برای محاسبات اقتصادی از تعرفه مربوط به ساعات اوج بار استفاده می‌شود. با توجه به تنوع کاربری ساختمان‌های دارای هواساز، بین ۱۰۰۰ تا ۵۰۰۰ ریال به ازای هر کیلووات ساعت مصرف برق در ساعات اوج بار بوده و برای محاسبات میانگین ۳۰۰۰ ریال در نظر گرفته می‌شود [۲۶].

برای انجام محاسبات اقتصادی از دیدگاه حاکمیت ۱، در بدترین حالت (و با فرض اینکه حاکمیت از تولید و توزیع برق به دنبال سود نباشد) باید هزینه تمام شده برق را محاسبه کرد و عدد به دست آمده را مبنای محاسبات صرفه اقتصادی قرار داد. هزینه تمام شده برق شامل هزینه سرمایه‌گذاری، هزینه سوخت مصرفی و هزینه عملیات و نگهداری است. بر اساس محاسبات تخمینی میانگین بهای تمام شده برق در کشور در سال ۱۴۰۰ حدود ۲۰ هزار ریال به ازای هر کیلووات ساعت است.

تعرفه گاز را برای مصارف عمومی ۲۰۰۰ ریال به ازای هر متر مکعب گاز در نظر می‌گیریم. در مورد نرخ گاز نیز در نظر گرفتن دیدگاه مصرف‌کننده و دیدگاه حاکمیتی ضروری است. در دیدگاه حاکمیتی گاز را می‌توان با نرخ خوراک پتروشیمی به فروش رساند و بنابراین بهای گاز با این نرخ تعیین می‌شود. قیمت گاز بر اساس نرخ خوراک پتروشیمی در سال ۱۴۰۰ حدود ۲۰ هزار ریال بوده است [۲۷].

۱- در اینجا منظور از حاکمیت وزارت نیرو و یا شرکت مادر تخصصی توانیر است.

جدول ۱۴. هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای لوله گرمایی برای ۱۰۰٪ هوای تازه با تعرفه مصارف عمومی

**Table 14. annual costs of energy consumed in conventional and WAHP-equipped AHU for 100% fresh air (consumer perspective)**

انرژی و تعرفه	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم (میلیون ریال)	هواساز دارای لوله گرمایی (میلیون ریال)	صرفه جویی سالانه (میلیون ریال)
برق با تعرفه ۳۰۰۰ (ریال به ازای هر کیلووات ساعت)	۶۰۰	۱۱۵/۷۴	۱۰۹/۸	۵/۹۴
	۹۰۰	۱۷۳/۶۱	۱۶۴/۷	۸/۹۱
	۱۲۰۰	۲۳۱/۴۸	۲۱۹/۶	۱۱/۸۸
گاز با تعرفه ۲۰۰۰ (ریال به ازای هر مترمکعب)	۶۰۰	۸/۴	۰	۸/۴
	۹۰۰	۱۲/۶	۰	۱۲/۶
	۱۲۰۰	۱۶/۸	۰	۱۶/۸
مجموع هزینه سالانه انرژی	۶۰۰	۱۲۴/۱۴	۱۰۹/۸	۱۴/۳۴
	۹۰۰	۱۸۶/۲۱	۱۶۴/۷	۲۱/۵۱
	۱۲۰۰	۲۴۸/۲۸	۲۱۹/۶	۲۸/۶۸

جدول ۱۵. هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای لوله گرمایی برای ۱۰۰٪ هوای تازه از دیدگاه حاکمیتی

**Table 15. annual costs of energy consumed in conventional and WAHP-equipped AHU for 100% fresh air (governmental perspective)**

انرژی و تعرفه	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم (میلیون ریال)	هواساز دارای لوله گرمایی (میلیون ریال)	صرفه جویی سالانه (میلیون ریال)
برق با تعرفه ۲۰ هزار (ریال به ازای هر کیلووات ساعت)	۶۰۰	۷۷۱/۶	۷۳۲	۳۹/۶
	۹۰۰	۱۱۵۷/۴	۱۰۹۸	۵۹/۴
	۱۲۰۰	۱۵۴۳/۲	۱۴۶۴	۷۹/۲
گاز با تعرفه ۲۰ هزار (ریال به ازای هر مترمکعب)	۶۰۰	۸۴	۰	۸۴
	۹۰۰	۱۲۶	۰	۱۲۶
	۱۲۰۰	۱۶۸	۰	۱۶۸
مجموع هزینه سالانه انرژی	۶۰۰	۸۸۵/۶	۷۳۲	۱۵۳/۶
	۹۰۰	۱۲۸۳/۴	۱۰۹۸	۱۸۵/۴
	۱۲۰۰	۱۷۱۱/۲	۱۴۶۴	۲۴۷/۲

جدول ۱۶. هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای لوله‌گرمایی برای ۲۵٪ هوای تازه با تعرفه مصارف عمومی

**Table 16. annual costs of energy consumed in conventional and WAHP-equipped AHU for 25% fresh air (consumer perspective)**

انرژی و تعرفه	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم (میلیون ریال)	هواساز دارای لوله‌گرمایی (میلیون ریال)	صرفه‌جویی سالانه (میلیون ریال)
برق با تعرفه ۳۰۰۰ (ریال به ازای هر کیلووات‌ساعت)	۶۰۰	۸۱/۹۹	۶۱/۲	۲۰/۷۹
	۹۰۰	۱۲۲/۹۹	۹۱/۸	۳۱/۱۹
	۱۲۰۰	۱۶۳/۹۸	۱۲۲/۴	۴۱/۵۸
گاز با تعرفه ۲۰۰۰ (ریال به ازای هر مترمکعب)	۶۰۰	۸/۴	۰	۸/۴
	۹۰۰	۱۲/۶	۰	۱۲/۶
	۱۲۰۰	۱۶/۸	۰	۱۶/۸
مجموع هزینه سالانه انرژی	۶۰۰	۹۰/۳۹	۶۱/۲	۲۹/۱۹
	۹۰۰	۱۳۵/۵۹	۹۱/۸	۴۳/۷۹
	۱۲۰۰	۱۸۰/۷۸	۱۲۲/۴	۵۸/۳۸

جدول ۱۷. هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای لوله‌گرمایی برای ۲۵٪ هوای تازه از دیدگاه حاکمیتی

**Table 17. annual costs of energy consumed in conventional and WAHP-equipped AHU for 25% fresh air (governmental perspective)**

انرژی و تعرفه	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم (میلیون ریال)	هواساز دارای لوله‌گرمایی (میلیون ریال)	صرفه‌جویی سالانه (میلیون ریال)
برق با تعرفه ۲۰ هزار (ریال به ازای هر کیلووات‌ساعت)	۶۰۰	۵۴۶/۶	۴۰۸	۱۳۸/۶
	۹۰۰	۸۱۹/۹	۶۱۲	۲۰۷/۹
	۱۲۰۰	۱۰۹۳/۲	۸۱۶	۲۷۷/۲
گاز با تعرفه ۲۰ هزار (ریال به ازای هر مترمکعب)	۶۰۰	۸۴	۰	۸۴
	۹۰۰	۱۲۶	۰	۱۲۶
	۱۲۰۰	۱۶۸	۰	۱۶۸
مجموع هزینه سالانه انرژی	۶۰۰	۶۳۰/۶	۴۰۸	۲۲۲/۶
	۹۰۰	۹۴۵/۹	۶۱۲	۳۳۳/۹
	۱۲۰۰	۱۲۶۱/۲	۸۱۶	۴۴۵/۲

جدول ۱۸. محاسبات صرفه اقتصادی نصب لوله گرمایی دورپیچ برای هواساز ۲۵٪ هوای تازه (از دیدگاه حاکمیتی)

Table 18. economic calculations for installing a WAHP on a 25% fresh air AHU (governmental perspective)

کارکرد	۹۰۰ ساعت	۶۰۰ ساعت کارکرد	۱۲۰۰ ساعت کارکرد	
				<b>IRR-15</b>
	٪۴۸	٪۳۷	٪۵۹	
	۹۲۸/۴	۳۲۹/۹	۱۵۲۶/۸	<b>NPV-15</b>
	٪۴۵	٪۳۲	٪۵۷	<b>IRR-10</b>
	۵۴۷/۹	۷۶/۲	۱۰۱۹/۵	<b>NPV-10</b>
	٪۲۹	٪۱۳	٪۴۳	<b>IRR-5</b>
	(۱۹/۹)	(۳۰۲/۹۲)	۲۶۲/۵	<b>NPV-5</b>

جدول ۱۹. محاسبات صرفه اقتصادی نصب لوله گرمایی دورپیچ برای هواساز ۲۵٪ هوای تازه (از دیدگاه مصرف کننده)

Table 19. economic calculations for installing a WAHP on a 25% fresh air AHU (consumer perspective)

کارکرد	۹۰۰ ساعت کارکرد	۶۰۰ ساعت کارکرد	۱۲۰۰ ساعت کارکرد	
	٪۱۱	٪۶	٪۱۴	<b>IRR-15</b>
	(۶۳۱)	(۷۱۰)	(۵۵۳)	<b>NPV-15</b>
	٪۰	-٪۵	٪۴	<b>IRR-10</b>
	(۶۸۱)	(۷۴۳)	(۶۲۰)	<b>NPV-10</b>
	-٪۲۹	-٪۳۶	-٪۲۳	<b>IRR-5</b>
	(۷۵۶)	(۷۹۳)	(۷۱۹)	<b>NPV-5</b>

۷-۲-۲- هواساز موجود

در شرایطی که قرار است لوله گرمایی دورپیچ بر روی یک هواساز موجود و در حال بهره برداری نصب شود، هزینه سرمایه گذاری مطابق جدول ۱۳ بوده و مبلغ صرفه جویی ریالی سالانه از جدول ۱۸ تا جدول ۲۱ به دست می آید. در این جداول، نرخ متوسط تنزیل ۳۰٪ و نرخ افزایش بهای انرژی (اعم از برق و گاز) ۲۰٪ در نظر گرفته شده است.

برای تحلیل اقتصادی یک سرمایه گذاری از شاخص های مختلفی استفاده می شود. یکی از این شاخص ها نرخ بازگشت داخلی ۱ که از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$\sum_{n=0}^N \frac{C_n}{(1+IRR)^n} = 0 \quad (30)$$

که در آن  $C_n$  برآیند هزینه و درآمد در سال  $m$  و  $N$  تعداد سال های مورد احتساب در تحلیل اقتصادی است. پارامتر دیگری که در تحلیل اقتصادی مورد استفاده قرار می گیرد ارزش خالص در زمان حال ۲ است. در این پارامتر با استفاده از نرخ تنزیل، ارزش حال هزینه ها و درآمدها در طی سال های مختلف تعیین و مجموع آن ها محاسبه می شود. مثبت شدن خالص

2 Net Present Value (NPV)

1 Internal Rate of Return (IRR)

جدول ۲۰. محاسبات صرفه اقتصادی نصب لوله گرمایی دورپیچ برای هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه (از دیدگاه حاکمیتی)

Table 20. economic calculations for installing a WAHP on a 100% fresh air AHU (governmental perspective)

۶۰۰ ساعت کارکرد	۹۰۰ ساعت کارکرد	۱۲۰۰ ساعت کارکرد	
٪۲۹	٪۳۳	٪۴۰	<b>IRR-15</b>
(۴۱/۱)	۱۲۹/۹	۴۶۲/۲	<b>NPV-15</b>
٪۲۳	٪۲۷	٪۳۵	<b>IRR-10</b>
(۲۱۶/۱)	(۸۱/۴)	۱۸۰/۵	<b>NPV-10</b>
٪۰	٪۶	٪۱۶	<b>IRR-5</b>
(۴۷۷/۳)	(۳۹۶/۶)	(۲۳۹/۸)	<b>NPV-5</b>

جدول ۲۱. محاسبات صرفه اقتصادی نصب لوله گرمایی دورپیچ برای هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه (از دیدگاه مصرف کننده)

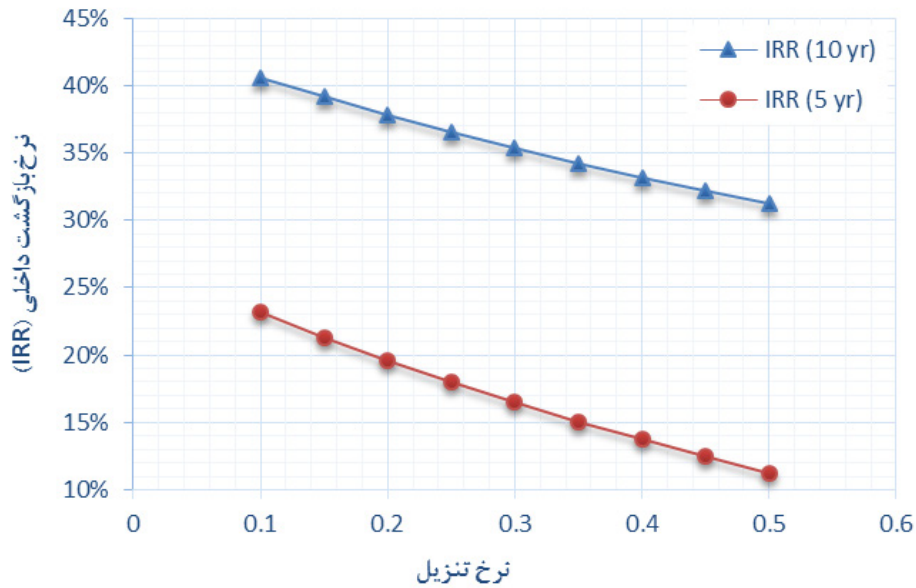
Table 21. economic calculations for installing a WAHP on a 100% fresh air AHU (consumer perspective)

۶۰۰ ساعت کارکرد	۹۰۰ ساعت کارکرد	۱۲۰۰ ساعت کارکرد	
-٪۱	٪۳	٪۶	<b>IRR-15</b>
(۷۹۰)	(۷۵۱)	(۷۱۳)	<b>NPV-15</b>
-٪۱۴	-٪۹	-٪۶	<b>IRR-10</b>
(۸۰۶)	(۷۷۶)	(۷۴۵)	<b>NPV-10</b>
-٪۴۶	-٪۴۰	-٪۳۶	<b>IRR-5</b>
(۸۳۱)	(۸۱۲)	(۷۹۴)	<b>NPV-5</b>

برای تحلیل اقتصادی افزودن لوله گرمایی به هواساز، سه دوره زمانی ۵، ۱۰ و ۱۵ ساله را در نظر می گیریم. این دوره های زمانی در واقع دوره های زمانی کارکرد لوله گرمایی هستند. هر چه دوره زمانی بیشتر باشد با توجه به اینکه هزینه های نگهداری برابر صفر است، سودآوری طرح بیشتر بوده و خالص ارزش حال مثبت تر خواهد شد. مساله بسیار مهم تاثیرگذار در تحلیل اقتصادی، بهای انرژی است. همانطور که در جداول زیر مشاهده می شود، با احتساب دیدگاه حاکمیتی و قیمت واقعی انرژی عمده سناریوها منجر به خالص ارزش حال مثبت شده و مقرون به صرفه هستند. این در حالیست که با احتساب قیمت انرژی یارانه ای (دیدگاه مصرف کننده) تقریباً در هیچ یک از حالات صرفه اقتصادی وجود ندارد. عددهایی که در جداول با رنگ قرمز

ارزش حال نشان دهنده این است که طرح مورد نظر از نظر اقتصادی مقرون به صرفه بوده و هر چه مقدار آن بیشتر باشد جذابیت اقتصادی بیشتری دارد. فرمول محاسبه خالص ارزش حال مشابه رابطه محاسبه نرخ بازگشت داخلی بوده با این تفاوت که در مخرج کسر از نرخ تنزیل ( $r$ ) استفاده شده و حاصل جمع برابر خالص ارزش حال است.

$$NPV = \sum_{n=0}^N \frac{C_n}{(1+r)^n} \quad (31)$$



شکل ۱۲. تغییرات نرخ بازگشت داخلی با نرخ تنزیل برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی

Fig. 12. IRR variations with discount rate for a 100% fresh air AHU with 1200 hours of annual working (governmental perspective)

نرخ بهره بانکی در نظر گرفته می‌شود که در این صورت دوره بازگشت سرمایه کوتاه‌تر خواهد شد.

#### ۷-۳- تاثیر نرخ تنزیل سالانه

به منظور بررسی تاثیر نرخ تنزیل سالانه، برای ۱۲۰۰ ساعت کارکرد هواساز و نرخ افزایش سالانه بهای انرژی ۲۰٪ و با احتساب دیدگاه حاکمیتی، در شکل ۱۲ تغییرات نرخ بازگشت داخلی ۱ و در شکل ۱۳ خالص ارزش حال ۲ برای هواساز جدید برای هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود نرخ بازگشت داخلی و خالص ارزش حال به شدت به نرخ تنزیل حساس است. تغییرات نرخ بازگشت داخلی با نرخ تنزیل تقریباً به صورت خطی است. در خالص ارزش حال ۱۰ ساله حساسیت نسبت به نرخ تنزیل در مقادیر پایین‌تر بیشتر بوده و با افزایش نرخ تنزیل میزان حساسیت کاهش می‌یابد.

#### ۷-۴- تاثیر نرخ افزایش بهای انرژی سالانه

با احتساب نرخ تنزیل ثابت ۳۰٪، با تغییر نرخ افزایش سالانه بهای

نشان داده شده‌اند اعداد منفی هستند که معمولاً در محاسبات مالی با رنگ قرمز و درون پرانتز نشان داده می‌شوند.

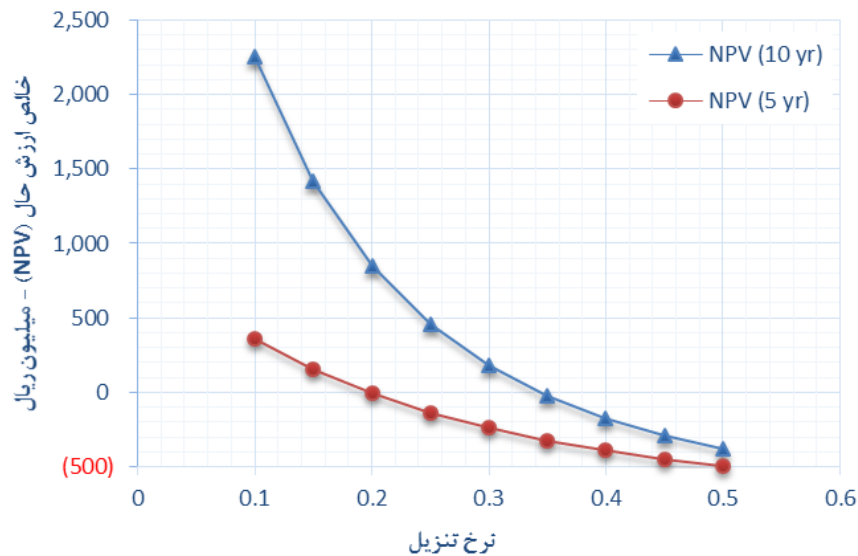
محاسبات اقتصادی ارائه شده بر اساس نرخ افزایش بهای انرژی فرضی ۲۰٪ و نرخ تنزیل فرضی ۳۰٪ است. بدیهی است که این محاسبات حساسیت شدیدی نسبت به این دو نرخ دارند.

از نتایج ارائه شده در جدول ۱۸ تا جدول ۲۱ مشخص می‌شود که هرچه تعداد ساعات کارکرد سالانه و تعداد سالهای بهره‌برداری بیشتر باشد نصب لوله‌گرمایی جذابیت اقتصادی بالاتری خواهد داشت. همچنین با توجه به نتایج به دست آمده، صرفه اقتصادی طرح افزودن لوله‌گرمایی بر روی هواساز موجود فقط از دیدگاه حاکمیتی قابل ملاحظه است.

در هواسازی که ۲۵٪ هوای تازه دارد با توجه به اینکه طول عمر لوله‌گرمایی حداقل ۱۰ سال است، در همه سناریوهای ساعات کارکرد، این طرح مقرون به صرفه است. با احتساب حداقل ۱۰ سال عمر کارکرد و سالانه ۹۰۰ ساعت کارکرد هواساز، و با در نظر گرفتن نرخ تنزیل ۳۰٪ و نرخ افزایش بهای سالانه انرژی ۲۰٪، نرخ بازگشت داخلی از دیدگاه حاکمیتی ۴۵٪ بوده و دوره بازگشت سرمایه حدود ۵ سال است. لازم به ذکر است که در بسیاری از محاسبات اقتصادی نرخ تنزیل بسیار کمتر از ۳۰٪ و بر اساس

- 1 Internal Rate of Return (IRR)
- 2 Net Present Value (NPV)





شکل ۱۳. تغییرات خالص ارزش حال با نرخ تنزیل برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی

Fig. 13. NPV variations with discount rate for a 100% fresh air AHU with 1200 hours of annual working (governmental perspective)

قرار گرفته است. نوآوری اصلی این مقاله اولاً ارائه فرآیند و روش محاسبه همزمان شرایط دما و رطوبت برای لوله‌گرمایی دورپیچ و کوپل سرمایشی است. لازم به ذکر است که روابط ۱۹ تا ۲۸ به وضوح نشان می‌دهند که این روابط سایکرومتریک و انرژی مربوط به این سیستم باید به صورت کوپل شده حل شوند و حل لوله‌گرمایی دورپیچ به صورت مستقل ممکن نیست. روابط محاسبه لوله‌گرمایی در مراجع معتبر مانند هندبوکها و کتابها یافت نمی‌شود. در این مقاله با فرموله کردن روابط محاسباتی و سپس اعتبارسنجی نتایج با نرم‌افزار آنالین یکی از بزرگترین سازندگان لوله‌گرمایی دورپیچ در دنیا، عملاً گام موثری در راستای ایجاد دانش فنی طراحی سیستم مجهز به لوله‌گرمایی برداشته شده است. همچنین محاسبات صرفه جویی انرژی و اقتصادی برای شرایط آب و هوایی شمال ایران برای نخستین بار انجام شده است. در واقع قیمت انرژی در ایران و پارامترهای اقتصادی مختص ایران در این محاسبات لحاظ شده است.

بر اساس نتایج محاسبات صرفه‌جویی انرژی، استفاده از لوله‌گرمایی در هواساز دارای ۲۵٪ هوای تازه، موجب کاهش ۲۵٪ مصرف برق می‌شود در حالیکه در هواساز دارای ۱۰۰٪ هوای تازه تنها ۵٪ مصرف برق کاهش می‌یابد. با توجه به نتایج به دست آمده از محاسبات می‌توان نتیجه گرفت

انرژی تغییرات نرخ بازگشت داخلی در شکل ۱۴ و تغییرات خالص ارزش حال در شکل ۱۵ نشان داده شده است.

#### ۷-۵- تاثیر ساعات کارکرد سالانه هواساز

با احتساب نرخ تنزیل ۳۰٪ و نرخ افزایش بهای انرژی ۲۰٪، در شکل ۱۶ تغییرات نرخ بازگشت داخلی و در شکل ۱۷ تغییرات خالص ارزش حال با تغییر مجموع ساعات کارکرد سالانه هواساز نشان داده شده است.

اگرچه نمودارهای فوق مربوط به حالت ۱۰۰٪ هوای تازه هستند ولی برای ۲۵٪ هوای تازه نیز روند مشابهی مشاهده شده است. بر اساس نمودارهای نشان داده شده، پارامترهای اقتصادی (نرخ بازگشت داخلی و خالص ارزش حال) نسبت به پارامترهای نرخ تنزیل، نرخ افزایش بهای انرژی و ساعات کارکرد بسیار حساس بوده و به همین دلیل توصیه می‌شود دائماً متناسب با پروژه مورد نظر و وضعیت نرخ‌ها، این محاسبات به‌روزرسانی شود.

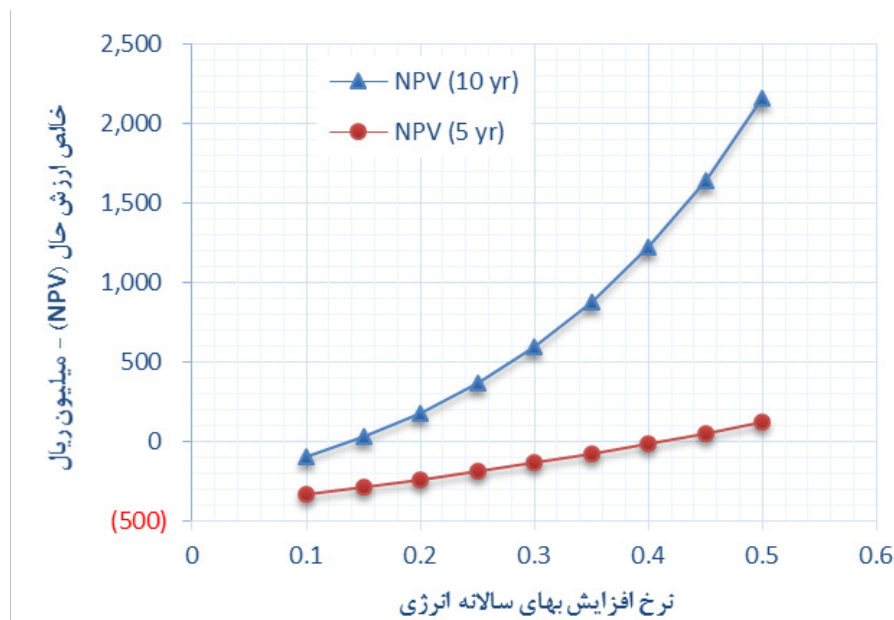
#### ۸- جمع بندی

در این مقاله مطالعه گسترده و نسبتاً جامع فنی (شامل محاسبات طراحی) و اقتصادی به‌کارگیری مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی بر روی هواساز به منظور افزایش رطوبت زدایی بدون مصرف انرژی اضافی، مورد مطالعه



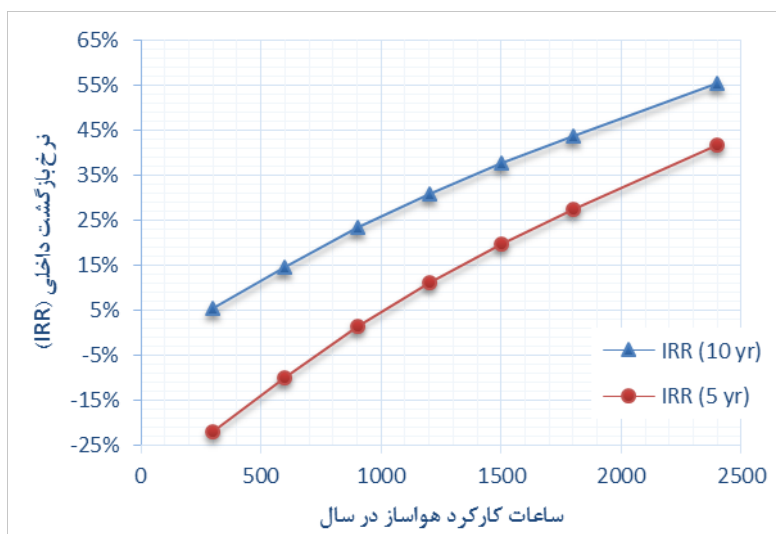
شکل ۱۴. تغییرات نرخ بازگشت داخلی با نرخ افزایش بهای انرژی برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی

**Fig. 14. IRR variations with energy inflation rate for a 100% fresh air AHU with 1200 hours of annual working (governmental perspective)**



شکل ۱۵. تغییرات خالص ارزش حال با نرخ افزایش بهای انرژی برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی

**Fig. 15. NPV variations with energy inflation rate for a 100% fresh air AHU with 1200 hours of annual working (governmental perspective)**



شکل ۱۶. تغییرات نرخ بازگشت داخلی با ساعات کارکرد سالانه برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، از دیدگاه حاکمیتی

Fig. 16. IRR variations with annual working hours for a 100% fresh air AHU (governmental perspective)



شکل ۱۷. تغییرات خالص ارزش حال با ساعات کارکرد سالانه برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، از دیدگاه حاکمیتی

Fig. 17. NPV variations with annual working hours for a 100% fresh air AHU (governmental perspective)

دبی جرمی. kg/s	$\dot{m}$
تعداد سال‌های مورد احتساب در تحلیل اقتصادی	$N$
تعداد ردیف‌های لوله	$N_r$
ارزش فعلی خالص. میلیون ریال	$NPV$
تعداد واحدهای انتقال	$NTU$
گام بین لوله‌ها. mm	$P$
فشار بخار اشباع. Pa	$P_o$
گام بین لوله‌ها در یک ردیف. mm	$P_t$
فشار محیط. Pa	$P_f$
گام بین لوله‌ها در راستای جریان هوا. mm	$P_l$
عدد پرانتل	$Pr$
نرخ تنزیل	$r$
مقاومت حرارتی. W/K	$R$
ثابت گاز برای بخار آب. 0.4618 kJ/kg.K	$R$
عدد رینولدز	$Re$
عدد رینولدز جریان هوا بر اساس قطر خارجی لوله‌ها	$Re_d$
و سرعت بیشینه	
دما. °C	$t$
دمای مطلق. K	$T$
273.15 K	$T_o$
ضریب انتقال حرارت. W/ m <sup>2</sup> K	$U$
فاصله بین دو فین مجاور. mm	$s$
سرعت جریان هوا. ft/min	$V$
مبدل حرارتی لوله گرمایی	WAHP

#### علائم یونانی

نسبت جرم مولی آب به جرم مولی هوای خشک	$\alpha$
ضریب کارایی مبدل حرارتی	$\epsilon$
بازده فین	$\eta_f$
ضریب کارایی کلی سطح	$\eta_o$
رطوبت مطلق هوا. kg <sub>vapor</sub> /kg <sub>air</sub>	$\omega$
<b>زیرنویس</b>	
هوا	$a$
نقطه شبنم سطح کویل	$adp$
آلومینیوم	$Al$
ناحیه چگالش	$c$
کویل سرمایشی	$coil$
مس	$copper$
ناحیه تبخیر	$e$
داخل لوله	$i$
مخلوط هوا و بخار	$m$
بیرون لوله	$o$
نسبی (مورد استفاده: نسبت ظرفیت‌های حرارتی)	$r$
بخار	$v$

با انتخاب صحیح لوله‌گرمایی دورپیچ، در همه حالت‌ها اعم از میزان هوای تازه ۱۰۰٪ و ۲۵٪ و اینکه هواساز جدید باشد یا هواساز موجود، می‌توان شرایط ایجاد دمای مطلوب و صرفه‌جویی انرژی را فراهم کرد. همچنین بر اساس محاسبات صرفه‌جویی انرژی و محاسبات اقتصادی انجام شده این نتیجه حاصل شد که استفاده از لوله‌گرمایی در هواسازهای موجود و در حال بهره‌برداری تنها با نرخ انرژی از دیدگاه حاکمیتی مقرون به صرفه است. به عنوان مثال در هواسازی که ۲۵٪ هوای تازه دارد با احتساب حداقل ۱۰ سال عمر کارکرد و سالانه ۹۰۰ ساعت کارکرد هواساز، و با در نظر گرفتن نرخ تنزیل ۳۰٪ و نرخ افزایش بهای سالانه انرژی ۲۰٪، نرخ بازگشت داخلی از دیدگاه حاکمیتی ۴۵٪ بوده و دوره بازگشت سرمایه حدود ۵ سال است. این دوره بازگشت سرمایه در خصوص اقدامات مربوط به بهینه‌سازی انرژی کاملاً توجیه‌پذیر است. بنابراین به‌کارگیری این فناوری در ایران زمانی توجیه‌پذیر است که نهاد حاکمیتی متولی کاهش مصرف برق با اتخاذ سیاست‌های حمایتی زمینه توسعه و به‌کارگیری این فناوری را فراهم نماید. در غیر اینصورت، با بهای فعلی انرژی، استفاده از فناوری‌های نوینی از این دست برای مصرف‌کننده جذابیت کافی را ندارد. با اینحال با توجه به اینکه قیمت هواساز جدید مجهز به لوله‌گرمایی از هواساز مرسوم کمتر است، فارغ از بحث صرفه‌جویی انرژی، استفاده از فناوری لوله‌گرمایی در این حالت برای مصرف‌کننده نیز مقرون به صرفه است.

#### ۹- فهرست علائم

##### علائم انگلیسی

$A$	سطح مقطع هواساز. m <sup>2</sup>
$A_t$	کل سطح انتقال حرارت. m <sup>2</sup>
$A_f$	سطح فین. m <sup>2</sup>
$BF$	ضریب بای‌پس
$c_p$	ظرفیت گرمای ویژه. kJ/kgK
$C$	ظرفیت گرمایی. kJ/sK
$c_n$	برآیند هزینه و درآمد در سال ln
$CoP$	ضریب عملکرد
$DX$	انبساط مستقیم
$G$	سرعت جرمی بیشینه. kg/ m <sup>2</sup> s
$h$	ضریب انتقال حرارت جابجایی. W/ m <sup>2</sup> K
$IRR$	نرخ بازده داخلی
$j$	ضریب کلبورن
$k$	ضریب هدایت حرارتی. W/mk
$l_o$	حرارت نهان تبخیر آب. kJ/kg

- for enhanced dehumidification and cooling in air conditioning systems, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 11(3) (2016) 416-423.
- [12] Z.J. Guo, J. Shao, X.H. Li, R.J. Liu, W. Wang, X.L. Tian, Application of pump-assisted separate heat pipe on dehumidifying enhancement in air conditioning system, *Applied Thermal Engineering*, 98 (2016) 374-379.
- [13] D. John and D. Elsberry, ASHRAE Standard 90.1 Energy Requirements Wrap-Around Heat Pipes In Humid Climates, ASHRAE, (2016) 28-38.
- [14] L. Zhang, Y. Zhang, Research on Heat Recovery Technology for Reducing the Energy Consumption of Dedicated Ventilation Systems: An Application to the Operating Model of a Laboratory, *Energies*, 9(1) (2016).
- [15] L. Zhang, W.L. Lee, Evaluating the use heat pipe for dedicated ventilation of office buildings in Hong Kong, *Energy Conversion and Management*, 52(4) (2011) 1983-1989.
- [16] L. Zhang, Y.-F. Zhang, Research on Energy Saving Potential for Dedicated Ventilation Systems Based on Heat Recovery Technology, *Energies*, 7(7) (2014) 4261-4280.
- [17] A.A. Eidan, S.E. Najim, J.M. Jalil, An experimental and a numerical investigation of HVAC system using thermosyphon heat exchangers for sub-tropical climates, *Applied Thermal Engineering*, 114 (2017) 693-703.
- [18] J. Kum, D. J. S. Kim, K. Jeong and M. L. J. Kim, An Experimental Study on the Performance Improvement of Cooling Dehumidifier by Heat Pipe Application, in: 9th International Conference on “Advances in Science, Engineering and Technology” (ASET-17), Bangkok (Thailand), 2017.
- [19] A. Sharma, S. Jain, S. Kaushik and A. Kakkar, Potential of U-Shaped Heat Pipe Heat Exchanger in Tropical Climates for Low Sensible Heat Ratio Applications, *ASHRAE Transactions*, 123 (2017) 263-278.
- [20] H. Jouhara, R. Meskimmon, An investigation into the use of water as a working fluid in wraparound loop heat pipe heat exchanger for applications in energy efficient
- [1] [Online]. Available: [www.heatpipe.com](http://www.heatpipe.com).
- [2] E. Azad and F. Geoola, A DESIGN PROCEDURE FOR GRAVITY-ASSISTED HEAT PIPE HEAT EXCHANGER, *Journal of Heat Recovery Systems*, 4(2) (1984) 101-111.
- [3] S.H. Noie, Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using  $\epsilon$ -NTU method, *Applied Thermal Engineering*, 26(5-6) (2006) 559-567.
- [4] H. Jouhara, H. Merchant, Experimental investigation of a thermosyphon based heat exchanger used in energy efficient air handling units, *Energy*, 39(1) (2012) 82-89.
- [5] R. Sukarno, N. Putra, I.I. Hakim, F.F. Rachman, T.M. Indra Mahlia, Utilizing heat pipe heat exchanger to reduce the energy consumption of airborne infection isolation hospital room HVAC system, *Journal of Building Engineering*, 35 (2021).
- [6] M.K. Khattar, Heat Pipes For Terrestrial Applications In Dehumidification Systems, in: *The Space Congress® (25th)*, Florida, 1988.
- [7] M. Khattar, Heat Tube Device, Patent no. 4971139, 1990.
- [8] R. Johannesen and M. West, Efficient Humidity Control with Heat Pipes, Florida Cooperative Extension Service, Fact Sheet EES-75, Florida, 1991.
- [9] Y.H. Yau, Application of a heat pipe heat exchanger to dehumidification enhancement in a HVAC system for tropical climates—a baseline performance characteristics study, *International Journal of Thermal Sciences*, 46(2) (2007) 164-171.
- [10] H. Jouhara, Economic assessment of the benefits of wraparound heat pipes in ventilation processes for hot and humid climates, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 4(1) (2009) 52-60.
- [11] K.S. Ong, Review of heat pipe heat exchangers

- efficient HVAC systems, Thermal Science and Engineering Progress, 25 (2021).
- [24] F. Incropera and D. De Witt, Introduction to Heat Transfer, 4th ed., Wiley, 2002
- [25] T. Kuppan, Heat Exchanger Design Handbook, 2nd ed., CRC Press Taylor & Francis Group, 2013.
- [26] Electricity tariffs and their general conditions from May 2021 (in Persian), Ministry of Energy of I.R.Iran, Iran, 2021.
- [27] [Online]. Available: [www.codal.ir](http://www.codal.ir).
- HVAC systems, Energy, 156 (2018) 597-605.
- [21] M. Sarkar, Theoretical Parametric Study of Wrap-Around Heat Pipe (WAHP) in Air Conditioning Systems, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 27(01) (2019).
- [22] M. Sarkar, On Climatic Control of Wrap-Around Heat Pipe (WAHP) Enhanced Dehumidifier in Outdoor Air Systems, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 27(02) (2019).
- [23] I. Ibnu Hakim, R. Sukarno, N. Putra, Utilization of U-shaped finned heat pipe heat exchanger in energy-

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

R. Hajian, *Techno-economic feasibility study of using heat pipe heat exchanger to improve dehumidification in air-handling unit*, Amirkabir J. Mech Eng., 55(3) (2023) 303-336.

DOI: [10.22060/mej.2023.21864.7525](https://doi.org/10.22060/mej.2023.21864.7525)

