

# Thermodynamic Analysis of Vortex-Humidification-Dehumidification Desalination (V-HDH)

Mohammad Javad Omrani<sup>1</sup>, Hamed Farzaneh<sup>2\*</sup>, Amin Behzadmehr<sup>3</sup>

1. MSc., Dept. of Mechanical Engineering, Shahid Nikbakht Engineering College, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran
2. Assist. Prof., Dept. of Mechanical Engineering, Shahid Nikbakht Engineering College, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran  
(Corresponding Author) [hamed.farzaneh@eng.usb.ac.ir](mailto:hamed.farzaneh@eng.usb.ac.ir)
3. Prof., Dept. of Mechanical Engineering, Shahid Nikbakht Engineering College, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran

(Received Nov. 18, 2023 Accepted June 10, 2024)

#### To cite this article:

Omrani, M. J., Farzaneh, H. and Behzadmehr, A., 2024. Thermodynamic analysis of vortex-humidification-dehumidification desalination (V-HDH).

*Water and Wastewater*, 35(2), 93-110. <https://doi.org/10.22093/wwj.2023.425876.3384>.

## Abstract

In recent years, water stress has become a global crisis due to climate and demographic changes and lifestyle changes. Freshwater production from the sea using various processes is known as the most important solution to deal with this crisis. Among these processes, the humidification-dehumidification process has been considered by the scientific community as a flexible and low-cost method. The present work has investigated the performance of vortex-humidification-dehumidification water desalination cycle. The existing system is a dehumidifier-dehumidifier type, in which a vortex tube has been added. According to the structure of the vortex tube, its hot air outlet has been used to increase the possibility of moisture absorption in the humidifier and its cold air outlet has been used to increase the amount of condensed water in the humidifier. According to the second law of thermodynamics, the performance of the cycle has been studied. In the analysis of multi-flow cycles with heat and mass transfer, the commercial software EES has been used to solve the equations. The fresh water output for specific conditions (sea level, air temperature 35 degrees Celsius and relative humidity 30 percent) is equal to 7.85 kg/h and the research results show that the Gained-Output-Ratio is equal to 1.189. It is shown that the use of the vortex tube and the consequent increase in air temperature at the inlet of the humidifier and the use of the second dehumidifier in the cycle increase the production of fresh water.

**Keywords:** Energy Efficiency, Vortex Tube, Desalination, Humidification Dehumidification.



## 1. Introduction

In the past, water desalination processes were designed based on the principle of water evaporation and condensation. Some desalination processes are still based on this principle (Razdari and Fanaee, 2021). These processes include:

- Multi-Stage Flash Distillation<sup>1</sup> Process
- Multiple Effect Distillation<sup>2</sup> Process
- Vapor Compressed<sup>3</sup> Process
- Freezing<sup>4</sup> Process
- Humidification-Dehumidification<sup>5</sup> Process
- Solar Distillation Process

Among the mentioned processes, the humidification-dehumidification process has many capabilities, including easy design, low operating cost, and long service life (Hou, 2008). The amount of energy consumption in this method is lower than other usual methods of water desalination, so that the energy of the sun can also be used to provide the required energy (Al-Hallaj and Selman, 2002). The humidification-dehumidification process is known to be a suitable method for desalination of high salinity water for use in small and medium scales (Rahimi-Ahar et al., 2020). This cycle can be used to supply drinking water to residential units in remote and sparsely populated areas with minimal energy consumption (Fath and Ghazy, 2002).

## 2. V-HDH cycle description

The proposed V-HDH cycle is according to Fig. 1. In this cycle, the saline water is pumped and entered at a certain temperature into the dehumidifier, increasing its temperature. Then, it enters a preheater and by absorbing heat, goes into the humidification tower at a high temperature. In the humidifier, the incoming hot water is sprinkled on the cellulose pad, causing mass and heat exchange with the airflow; some of the water evaporates and exits the tower along with the airflow. The remaining water is collected inside the humidifier and is returned to the saline water tank at the entrance of the cycle.

On the other hand, the ambient air is compressed by the compressor and enters the vortex tube. Then, the flow of cold air from the vortex tube is conveyed to be used in dehumidifier number 2, and the flow of hot air from the vortex tube enters the humidifier. In this way, two streams of hot air and warm water enter the humidifier and after the two fluids collide and exchange mass and heat, the air humidity increases to the saturation level. The saturated air

exits from the top of the humidifier and enters the dehumidifier number 1. There the saturated air hits the cold plates, heat exchange is done, and by condensation, part of the moisture content of the air is distilled as the product (freshwater). Also, in dehumidifier number 1, the saturated air, whose temperature has been reduced to some extent and some of its moisture has been removed, leaves the tower and is transferred to dehumidifier number 2. There, the incoming saturated air, after hitting the cold plates of the heat exchanger, has a temperature drop and loses some of its moisture in the form of fresh water.

## 3. Results and discussion

According to Fig. 2, it can be seen that the heat capacity rate ratio of the second dehumidifier<sup>6</sup> is the middle limit of other components; at the limit value of HCRD2=1, it will achieve the maximum value of Gained-output-ratio<sup>7</sup> and it should be placed as a sensitive component in the cycle at the target point of optimization. Also, the calculation of the recovery ratio<sup>8</sup> based on the changes of HCRD2 shows that with the increase of the HCRD2, the efficiency of fresh water extraction decreases. On the other hand, if the RR index for the HDH system is close to 5%, it is desirable. Therefore, according to the diagram, in the current research, the value of RR in a limiting condition (HCRD2=1) is equal to 5.8%, which indicates the desirability of the V-HDH cycle.

## 4. Conclusions

In the current research, we investigated the parameters of the V-HDH cycle. The most important results are as follows:

1. The maximum value of the GOR and the water RR in the cycle is related to the minimum entropy production for the cycle, which can be achieved by adjusting the cycle input variables based on a temperature balance close to one in dehumidifier tower No. 2 (HCRD2=1).
2. For a given vortex tube, the amount of freshwater production increases by increasing the flow rate of saline water input to the cycle up to 0.042 kg/s.
3. Increasing the temperature of the inlet air has a greater effect on the performance of the cycle than increasing the temperature of the inlet saline water.

The simulation results in the present study show that the present desalination cycle is in good agreement with the experimental data of the past studies and it seems that this cycle can work successfully.

<sup>1</sup> Multi-Stage Flash Distillation (MSF)

<sup>2</sup> Multiple Effect Distillation (MED)

<sup>3</sup> Vapor Compressed (VC)

<sup>4</sup> Freezing

<sup>5</sup> Humidification- Dehumidification (HDH)

<sup>6</sup> Recovery Ratio (RR)

<sup>7</sup> Gained Output Ratio (GOR)

<sup>8</sup> Heat Capacity Rate Ratio of the Second Dehumidifier (HCRD2)



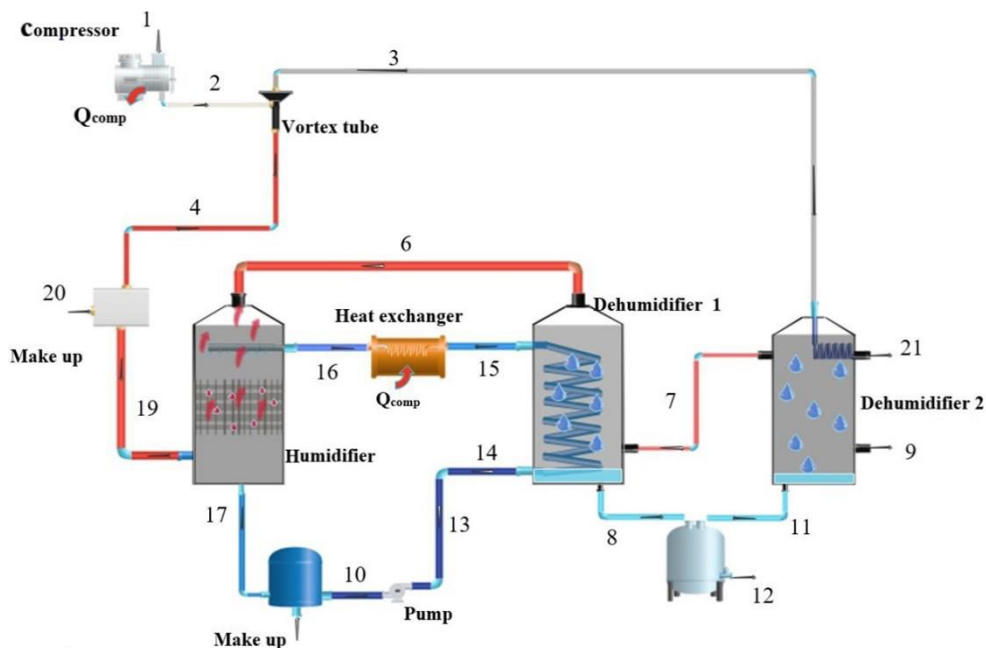


Fig. 1. Schematic image of V-HDH desalination cycle

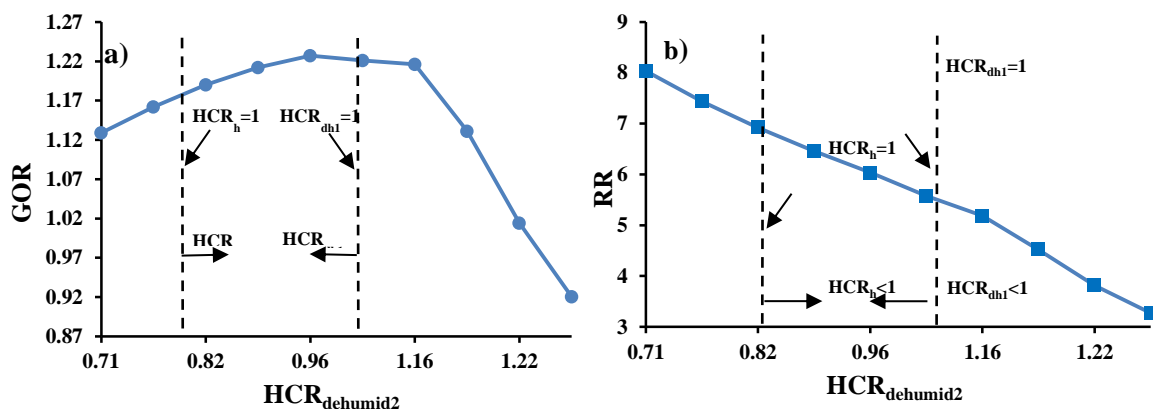


Fig. 2. Review of V-HDH system performance based on the change in the HCRD2



آب و فاضلاب، دوره ۳۵، شماره ۲، صفحه: ۹۳-۱۱۰

## تحلیل ترمودینامیکی آب شیرین کن رطوبت زن- رطوبت زدا مجهز به ورتکس تیوب

محمد جواد عمرانی<sup>۱</sup>، حامد فرزانه<sup>۲\*</sup>، امین بهزاد مهر<sup>۳</sup>

- ۱- کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهید نیکبخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران  
 ۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهید نیکبخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران  
 (نویسنده مسئول) [hamed.farzaneh@eng.usb.ac.ir](mailto:hamed.farzaneh@eng.usb.ac.ir)  
 ۳- استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی شهید نیکبخت، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

(دریافت ۱۴۰۲/۸/۲۷ پذیرش ۱۴۰۳/۳/۲۱)

برای ارجاع به این مقاله به صورت زیر اقدام فرمایید:

عمرانی، م. ج.، فرزانه، ح.، بهزاد مهر، ا.، ۱۴۰۳، تحلیل ترمودینامیکی آب شیرین کن رطوبت زن- رطوبت زدا مجهز به ورتکس تیوب. <https://doi.org/10.22093/wwj.2023.425876.3384>. ۹۳-۱۱۰. (۲)۳۵. آب و فاضلاب، ۳۵(۲).

### چکیده

در سالیان اخیر به دلیل تغییرات اقلیمی و جمعیتی و تغییر در سبک زندگی، تنش آبی به بحرانی جهانی تبدیل شده است. تولید آب شیرین از دریا با استفاده از فرایندهای گوناگون به عنوان مهم ترین راهکار مقابله با این بحران شناخته می شود. در میان این فرایندها، فرایند رطوبت زنی- رطوبت زدایی به عنوان روشی منعطف و کم هزینه مورد توجه جامعه علمی قرار گرفته است. این پژوهش، به بررسی عملکرد این نوع از آب شیرین کن ها پرداخت. در این پژوهش، سیکل موجود یک نوع آب شیرین کن رطوبت زن- رطوبت زدا بود که در بخشی از آن یک ورتکس تیوب اضافه شد. با توجه به ساختار ورتکس تیوب، از خروجی هوای داغ آن برای افزایش امکان جذب رطوبت در رطوبت زن و از خروجی هوای سرد آن برای افزایش مقدار آب چگالش شده در رطوبت گیر استفاده شد. در ادامه با توجه به قانون دوم ترمودینامیک، عملکرد سیکل بررسی شد. در تحلیل چرخه های چند جریانی همراه با انتقال حرارت و جرم، از نرم افزار تجاری EES برای حل دستگاه معادلات استفاده شد. خروجی آب شیرین برای شرایط آب و هوایی ارتفاع صفر از سطح دریا، دمای هوا ۳۵ درجه سلسیوس و رطوبت نسبی ۳۰ درصد، برابر با ۷/۸۵ kg/h به دست آمد و نتایج پژوهش نشان داد نسبت بهره‌وری انرژی برابر با ۱/۱۸۹ به دست خواهد آمد. همچنین نشان داده شد که استفاده از ورتکس تیوب و به تبع آن افزایش دمای هوا در ورودی رطوبت زن و استفاده از رطوبت گیر دوم در سیکل باعث افزایش تولید آب شیرین می شود.

واژه‌های کلیدی: بازده انرژی، ورتکس تیوب، آب شیرین کن، رطوبت زن- رطوبت زدا



## ۱- مقدمه

امروزه به دلیل افزایش جمعیت جهان و پیشرفت جوامع بشری در خصوص ارتقای شاخص‌های زندگی، تقاضای آب شرب و شیرین‌سازی و سالم‌سازی آبهای غیرقابل شرب اهمیت بیشتری پیدا کرده است. مؤسسه غیرانتفاعی منابع جهانی نیز در گزارشی اعلام کرده است که حدود ۳۷ کشور جهان با بحران شدید منابع آبی مواجه هستند. این کشورها عمدتاً در غرب آسیا، شمال آفریقا، آسیای میانه، آسیای جنوب شرقی و اقیانوسیه واقع شده و بیش از نیمی از جمعیت جهان را در خود جای داده است. این یعنی از جمعیت ۸ میلیارد نفر کره زمین، بیش از ۴ میلیارد نفر در آینده‌ای نزدیک با بحرانی به نام آب روبه‌رو خواهند بود که در صورت عدم توجه به این مسئله، باید شاهد جنگ آب در جهان باشیم. شکل ۱ میزان کمبود آب به تفکیک کشورهای جهان را نسبت به ذخایر موجود در کشورها نشان می‌دهد.

برای مقابله با کمبود میزان آب آشامیدنی و تأمین آب مصرفی، نمک‌زدایی یا همان شیرین‌سازی آبهای شور، یکی از راه‌حل‌های مورد توجه تمام کشورهای جهان است. فرایند نمک‌زدایی یکی از قدیمی‌ترین روش‌های تصفیه آب است که هنوز در سراسر جهان رایج است. این فرایند عبارت است از حذف نمک اضافی و آلودگی‌های محلول در آب شور یا آب دریا برای به‌دست آوردن آب شیرین (Alsaif et al., 2021). کارخانه‌های نمک‌زدایی می‌توانند، منابع جدیدی را با بهره‌برداری از آب دریاها یا آبهای شور مزه در اختیار ما قرار دهند. تعداد ۱۸۴۲۶ کارخانه شیرین‌سازی آب در ۱۵۰ کشور مختلف مشغول به فعالیت هستند. این کارخانه‌ها، نیاز بیش از ۳۰۰ میلیون نفر به آب آشامیدنی را با تولید روزانه ۸۷ میلیون مترمکعب آب، برطرف می‌کنند (World Bank, 2019).

همه روش‌های تولید آب شیرین از آبهای موجود در خشکی و دریا نیازمند نوعی منبع انرژی هستند که بتوان با آن فرایند جداسازی را انجام داد. در گذشته این منابع انرژی از طریق خورشید و یا فرایندهای احتراقی با اصل تبخیر و میعان آب انجام می‌شد که گاهی دارای فرایندهای پیچیده و انرژی‌بر بودند. همچنین طبقه‌بندی سیکل‌های آب شیرین‌کن منطبق بر روش رطوبت زن-رطوبت‌زدا با توجه به منابع انرژی استفاده شده، متفاوت است و در شکل ۲ نشان داده شده است (Behzadmehr et al., 2016).

از گذشته، آب شیرین‌کن‌های استفاده شده بر اساس اصل تبخیر و میعان آب، طراحی می‌شدند. هنوز هم برخی فرایندهای نمک‌زدایی بر همین اصل استوار هستند (Razdari and Fanaee, 2021). این فرایندها عبارت‌اند از:

- فرایند تقطیر چند مرحله‌ای<sup>۱</sup>
- فرایند تقطیر چند اثره<sup>۲</sup>
- فرایند بخار فشرده<sup>۳</sup>
- فرایند انجمادی
- فرایند رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی<sup>۴</sup>
- فرایند تقطیر خورشیدی

در میان فرایندهای بیان شده، فرایند HDH دارای قابلیت‌های بسیاری از جمله طراحی آسان، هزینه بهره‌برداری کم و طول عمر زیاد است (Hou, 2008). میزان مصرف انرژی در این روش، نسبت به سایر روش‌های معمول شیرین‌سازی آب، کمتر است، به طوری که می‌توان برای تأمین انرژی مورد نیاز آن از انرژی خورشید نیز استفاده کرد (Al-Hallaj and Selman, 2002). فرایند HDH یک روش مناسب برای شیرین‌سازی آب با شوری بالا و به‌منظور استفاده در مقیاس‌های کوچک و متوسط شناخته می‌شود (Rahimi-Ahar et al., 2020). از این سیکل می‌توان برای تأمین آب شرب واحدهای مسکونی در مناطق دور افتاده و کم‌جمعیت و با حداقل انرژی مصرفی استفاده کرد (Fath and Ghazy, 2002).

نافی و همکاران، به بررسی عددی یک فرایند نمک‌زدایی HDH با استفاده از انرژی خورشیدی پرداختند. سیکل HDH آنها از یک کلکتور خورشیدی متمرکزکننده برای گرمایش آب و یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت برای گرمایش هوا تشکیل شده بود و دو حلقه گردش مجزا، سیکل HDH را تشکیل می‌داد. نتایج آنها نشان داد که بهره‌وری واحد به‌شدت تحت تأثیر نرخ جریان هوا، نرخ جریان آب خنک‌کننده و مقدار کل انرژی خورشیدی در طول روز قرار دارد و کلکتور خورشیدی گرمایش آب به‌شدت بیشتر از کلکتور خورشیدی گرمایش هوا بر بهره‌وری سیکل تأثیر می‌گذارد (Nafey et al., 2004).

بیلدیریم و سولموش، عملکرد سیکل نمک‌زدایی HDH را با

<sup>1</sup> Multi-Stage Flash Distillation (MSF)

<sup>2</sup> Multiple Effect Distillation (MED)

<sup>3</sup> Vapor Compressed (VC)

<sup>4</sup> Freezing



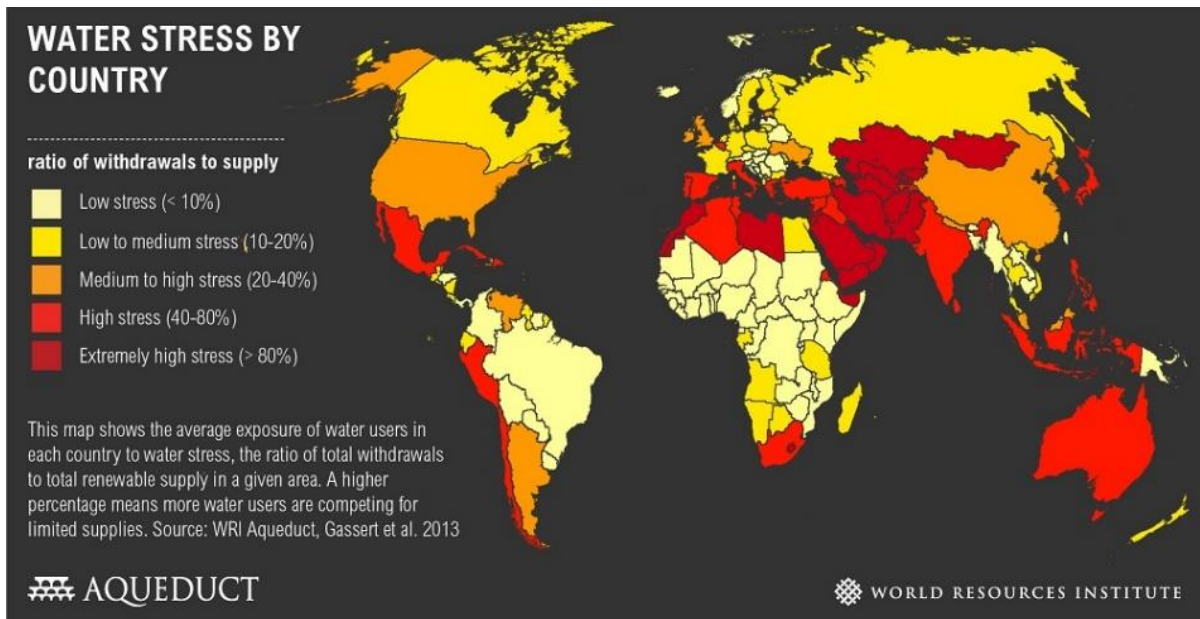


Fig. 1. Amount of water shortage by countries of the world (Euronews, 2019)

شکل ۱- میزان کمبود آب به تفکیک کشورهای جهان (Euronews, 2019)

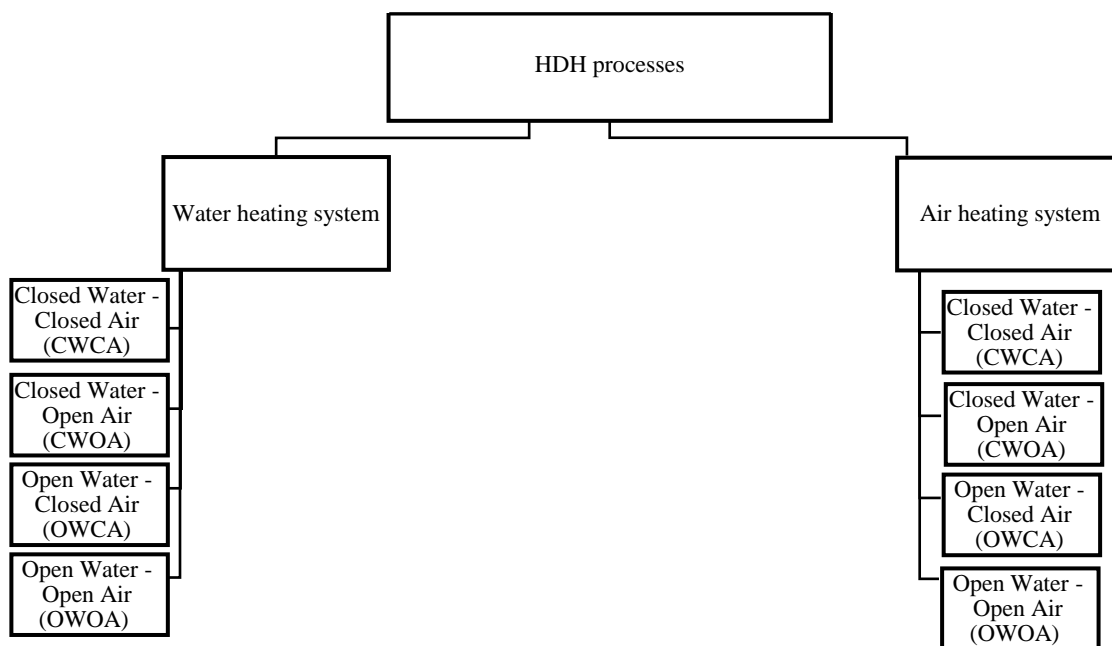


Fig. 2. Types of HDH processes (Behzadmehr et al., 2016)

شکل ۲- انواع فرایندهای HDH (Behzadmehr et al., 2016)



خروجی آب شیرین  $4 \text{ kg/min}$  است. همچنین متوجه شدند که سیکل هیبریدی، بهره‌وری ۲ برابری در مقایسه با واحد HDH معمولی دارد و با افزایش دبی آب از ۲ به  $4 \text{ kg/min}$ ، میانگین کلی نسبت بهره‌برداری انرژی<sup>۳</sup> از  $5/1$  به  $5/7$  افزایش خواهد یافت (Abdullah et al., 2018).

لاوال و همکاران، پژوهشی در خصوص سیکل‌های شیرین‌سازی آب به روش HDH انجام دادند. آنها ابتدا پمپ حرارتی را برای افزایش دمای آب شور و سپس این پمپ حرارتی را برای گرمایش هوای مرطوب استفاده کردند. در پژوهش آنها از انرژی دفع شده در کندانسور به‌عنوان منبع گرما در رطوبت‌ساز و از اثر خنک‌کننده اواپراتور برای خنک کردن آب دریای ورودی استفاده شد. آنها تأثیر پارامترهای عملیاتی سیکل از جمله دبی آب و هوا، دمای آب دریا و نرخ جریان مبرد را بر عملکرد سیکل بررسی کردند. نتایج پژوهش آنها نشان داد حداکثر GOR در سیکل برابر با  $8/88$  و  $7/63$  است و حداکثر GOR بیش از ۱۰ را می‌توان برای ضریب عملکرد رطوبت‌ساز و رطوبت‌گیر ۱۰۰ درصد به‌دست آورد (Lawal et al., 2018).

هی و همکاران، به بررسی بر روی یک سیکل نمک‌زدایی HDH پرداختند. نتایج شبیه‌سازی آنها نشان داد مقدار بیشینه تولید آب برابر با  $99/05 \text{ kg/h}$  و GOR برابر با  $1/51$  به‌دست می‌آیند. در پژوهش آنها استفاده از گرمای هدر رفته در کندانسور چرخه رانکین آلی<sup>۴</sup> نیز برای قدرت بخشیدن به دستگاه‌های HDH استفاده شد. همچنین مشخص شد که کاهش دمای آب دریا و افزایش کارایی رطوبت‌زن برای افزایش عملکرد و بهره‌وری اقتصادی سیکل نمک‌زدایی مفید است (He et al., 2018).

هی و همکاران، پیشنهاد یک سیکل جدید تولید هم‌زمان نیرو و آب، با ORC تک استخراجی را دادند که در آن از بخار استخراج شده از توربین در ORC برای تأمین انرژی استفاده شد. بر اساس پژوهش آنها تولید توان، تولید آب و کارایی کل سیکل تولید هم‌زمان به ترتیب به مقدار  $15/74$  کیلووات،  $76/88$  کیلوگرم بر ساعت و  $40/81$  درصد می‌رسد (He et al., 2019).

زارعی و میراولیایی، سیکل نمک‌زدایی HDH با رطوبت‌گیر تماس مستقیم را به‌صورت تئوری و تجربی بررسی کردند. نتایج

استفاده از کلکتورهای صفحه تخت بررسی کردند. سیکل بررسی شده آنها از نوع هوا باز - آب بسته<sup>۱</sup> بود که در آن آب آلوده توسط پمپ و پس از عبور از یک گرم‌کن صفحه تخت خورشیدی وارد رطوبت‌زن شده و هم‌زمان با آن جریان هوا نیز پس از گرم شدن توسط صفحات خورشیدی وارد محفظه رطوبت‌زن می‌شد. آنها مشاهده کردند که گرمایش آب اهمیت زیادی در تولید آب شیرین دارد (Yildirim and Solmus, 2014).

المنشای و همکاران، بهره‌وری یک HDH خورشیدی جدید که با واکنش‌دهنده‌های خارجی، گرم‌کن آب و دمنده هوا ترکیب شده است را ارزیابی کردند. آنها به افزایش ۳۶ درصدی در بهره‌وری برای واحد آب شیرین‌کن پیشنهادی در مقایسه با دستگاه‌های دیگر دست یافتند. همچنین در پژوهش آنها میزان کارایی حداکثر تا ۷۷ درصد رسید و هزینه آب شیرین تولید شده  $0/035$  دلار در لیتر بود (Elminshawy et al., 2015).

گیوا و همکاران، اقدام به پژوهش در حوزه فناوری‌های نمک‌زدایی HDH با استفاده از انرژی حرارتی فتوولتائیک<sup>۲</sup> بازیابی شده، کردند و هدف آنها تولید آب شیرین پایدار با ظرفیت کم و بهبود بهره‌وری تولید نیروی برق توسط سلول‌های PV بود. نتایج پژوهش آنها نشان داد که گرمای بازیابی شده از PV منجر به تولید میانگین روزانه  $2/28$  لیتر آب شیرین می‌شود. از سوی دیگر، ارزیابی اثرات زیست‌محیطی PV-HDH نیز توسط آنها انجام شد (Giwa et al., 2016).

سریتار و راجاسینیواسان عملکرد یک نوع سیکل HDH را تجزیه و تحلیل کردند. آنها سیکل مورد بررسی را با جمع‌کننده خورشیدی و مرطوب‌کننده ستون حبابی تقویت کردند. پژوهش آنها نشان داد که در سیکل مورد بررسی با پیش گرم کردن منبع هوا، افزایش دبی جریان هوا، کاهش عمق آب و افزودن توربولاتور در صفحه جاذب، افزایش عملکرد با بیشترین بهره‌وری روزانه به دست می‌آید و مقدار  $20/61$  لیتر در روز آب شیرین تولید خواهد شد (Srihar and Rajaseenivasan, 2017).

عبدالله و همکاران، اقدام به ساخت و بررسی بر روی یک سیکل HDH کردند. در پژوهش آنها از کلکتورهای سهموی برای بهبود سیکل و تأمین برق استفاده شد. نتایج آنها نشان داد که میزان

<sup>3</sup> Gained Output Ratio (GOR)

<sup>4</sup> Organic Rankine Cycle (ORC)

<sup>1</sup> Open Air- Closed Water (OACW)

<sup>2</sup> Photovoltaics (PV)



بهره‌وری انرژی و حداقل افزایش در هزینه‌های ساخت را داشته باشد.

## ۲- تشریح سیکل و معادلات حاکم بر مسئله

سیکل پیشنهادی V-HDH مطابق شکل ۳ است. در این سیکل آب آلوده توسط پمپ پمپاژ شده و با دمای مشخص به محفظه‌ای در سیکل آب شیرین‌کن به نام رطوبت‌زدا وارد شده و پس از انتقال حرارت از طریق هوای درون برج رطوبت‌زدا، دمای آن افزایش پیدا می‌کند. سپس وارد یک پیش‌گرمکن شده و با جذب حرارت، با دمای بالا وارد برج رطوبت‌زن می‌شود. در این برج آب گرم ورودی با پاشیده شدن بر روی پد سلولزی موجب ایجاد تبادل جرم و حرارت با جریان هوا شده و مقداری از آب تبخیر شده، همراه با جریان هوا از برج خارج می‌شود. باقیمانده آب در درون برج نیز جمع شده و از مجرای خروجی برج دوباره به منبع آب آلوده در ورودی سیکل بازگردانده می‌شود.

از سوی دیگر هوای محیط توسط کمپرسور فشرده شده و وارد ورتکس تیوب می‌شود. سپس جریان هوای خروجی سرد از ورتکس تیوب برای استفاده در برج رطوبت‌گیر شماره ۲ فرستاده شده و جریان هوای داغ خروجی از ورتکس تیوب وارد برج رطوبت‌زن می‌شود. به این ترتیب دو جریان هوای داغ و آب گرم وارد برج رطوبت‌زن شده و پس از برخورد دو سیال باهم و تبادل جرم و حرارت، رطوبت هوا تا حد اشباع افزایش پیدا می‌کند. هوای اشباع از بالای برج رطوبت‌زن خارج شده و به برج رطوبت‌گیر شماره ۱ وارد می‌شود که در آن با برخورد هوای اشباع به صفحات سرد، دوباره تبادل حرارت انجام شده و با عمل چگالش، بخشی از محتوای رطوبت هوا تقطیر شده و به عنوان محصول (آب شیرین) از محفظه برج خارج می‌شود. همچنین در برج رطوبت‌گیر شماره ۱ هوای اشباع که دمای آن تا حدی کاهش یافته و مقداری از رطوبت آن گرفته شده است، از برج خارج شده و به برج رطوبت‌گیر شماره ۲ انتقال پیدا می‌کند. در آنجا نیز هوای اشباع ورودی پس از برخورد با صفحات سرد مبدل حرارتی دچار کاهش دما شده و مقداری دیگر از رطوبت خود را در قالب محصول (آب شیرین) از دست می‌دهد.

آنها نشان داد که دمای آب دریا و هوای ورودی به برج رطوبت‌زن به ترتیب بیشترین و کمترین تأثیر را بر آب شیرین تولیدی دارند. همچنین حداکثر مقدار GOR برابر با ۳/۳ در حالت تعادل رطوبت‌گیر به دست می‌آید. همچنین بررسی آنها نشان داد که تولید آب شیرین دستگاه پیشنهادی ۳۰۰ لیتر در روز است که می‌تواند آب موردنیاز خانگی یک خانواده کوچک را تأمین کند (Zarei and Miroliaei, 2022).

آبادی و همکاران، به ارزیابی عملکرد یک سیکل نمک‌زدایی HDH با استفاده از سه چرخه اصلاح شده (بازیابی گرما، فین‌ها و بازیابی گرما همراه با فین‌ها) پرداختند. آنها تأثیر پارامترهای عملیاتی مختلف مانند دمای آب، نسبت دبی جرمی و نرخ جریان آب خنک‌کننده بر بهره‌وری، نسبت بهره خروجی، نسبت بازیابی و بازده اکسرژی را ارزیابی کردند (Abbdy et al., 2020).

در این پژوهش، سعی شد با در نظر گرفتن نقاط قوت و ضعف انواع سیکل‌های پیشنهادی توسط پژوهشگران مختلف و بررسی راهکارهای جایگزین برای برطرف کردن نقاط ضعف و بهره‌برداری حداکثری از نقاط قوت، بتوان مقدار بیشتری آب شیرین با قیمت تمام شده کمتر به دست آورد. از این رو با توجه به اینکه در بررسی‌های پژوهشگران افزایش دمای آب و هوای ورودی به رطوبت‌زن و کاهش دمای آب ورودی به مبدل در رطوبت‌زدا به عنوان عوامل مؤثر در افزایش نرخ تولید آب شیرین عنوان شده است،

به نظر می‌رسد استفاده از ورتکس تیوب به عنوان وسیله‌ای که به طور هم‌زمان می‌تواند از هوای فشرده با دبی مشخص، جریان هوای داغ و سرد تولید کند، بتواند ایده مناسبی برای افزایش بهره‌وری در سیکل HDH باشد. بنابراین با به کارگیری ورتکس تیوب در سیکل و استفاده از خروجی هوای گرم آن به عنوان هوای ورودی به رطوبت‌زن و استفاده هم‌زمان از خروجی هوای سرد آن در رطوبت‌زدا، سیکل جدیدی در این زمینه پیشنهاد و بررسی شد که V-HDH نام‌گذاری شد. بنابراین به طور کلی می‌توان گفت نوآوری این پژوهش مربوط به در نظر گرفتن دو عدد کندانسور، بازیابی حرارتی حداکثری در سیکل و استفاده از تنها یک عدد ورتکس تیوب در سیکل HDH است، به گونه‌ای که حداکثر



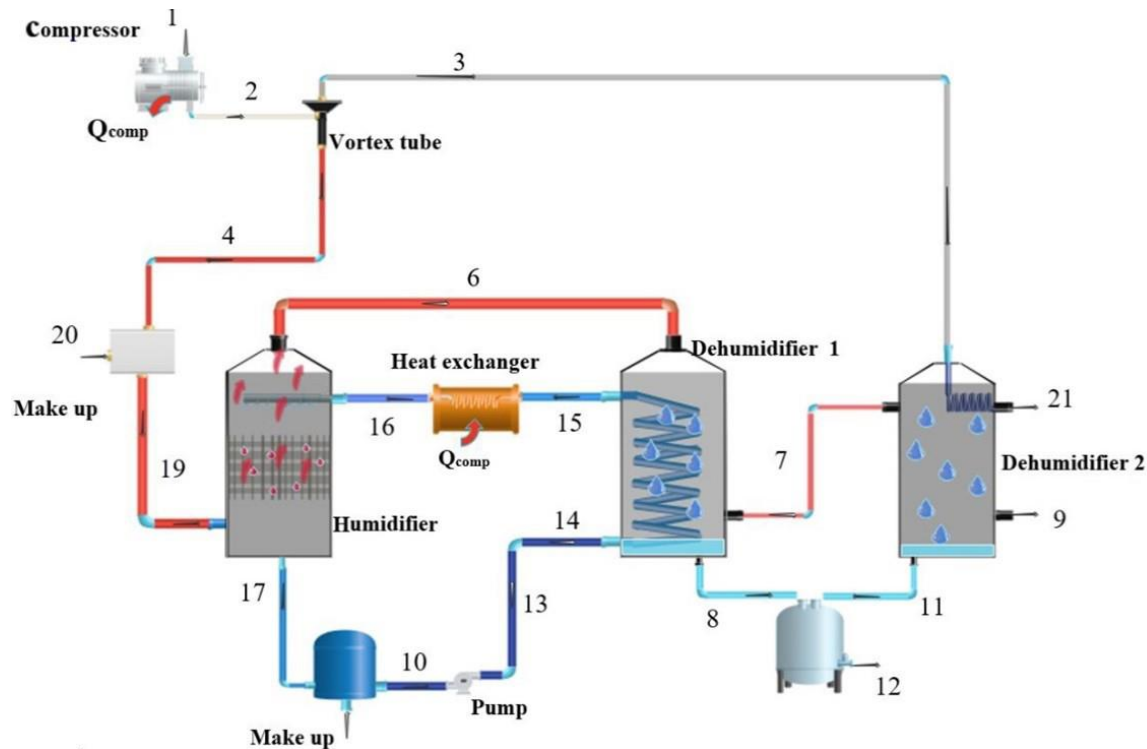


Fig. 3. Schematic image of V-HDH desalination cycle

شکل ۳- تصویر شماتیک سیکل آب شیرین کن V-HDH

### ۳- روش حل و اعتبارسنجی

با توجه به پیچیدگی تجزیه و تحلیل چرخه‌های چند جریانی همراه با انتقال حرارت و جرم، از نرم افزار تجاری EES برای حل دستگاه معادلات استفاده شد. این نرم افزار یک حل کننده عددی است که به طور خودکار معادلات را شناسایی و گروه بندی می کند و با استفاده از یک روش تکراری، اقدام به حل هم زمان معادلات می کند. یک مزیت عمده استفاده از EES برای تجزیه و تحلیل سیکل HDH این است که به صورت داخلی توابع کتابخانه ای لازم برای محاسبات خواص ترمودینامیکی را دارد. پس از نوشتن معادلات به کمک نرم افزار EES و وارد کردن داده های ورودی سیکل فرساده (Farsad and Behzadmehr, 2011) که به منظور مقایسه با این سیکل در نظر گرفته شده، دستگاه معادلات حل شد. با وجود آنکه برخی از پارامترهای ورودی در سیکل فرساده در دسترس نبود، نتایج شبیه سازی تطابق خوبی را نشان داد. جدول ۲ نشان دهنده مقایسه سیکل موجود با نتایج کار فرساده و کار ناوایسه (Nawayseh et al., 1999) در شرایط مشابه است.

در محاسبات سیکل با در نظر گرفتن فرض های ساده شونده از اثرات انرژی جنبشی و پتانسیل در معادلات صرف نظر شده و با صرف نظر کردن از اتلافات حرارتی، برج های رطوبت زن و رطوبت زدا عایق حرارتی در نظر گرفته شده اند. همچنین جریان های هوای مرطوب در خروجی رطوبت زن و رطوبت زدا اشباع در نظر گرفته شده اند و دمای آب خروجی رطوبت زن برابر با دمای هوای خروجی از رطوبت زن در نظر گرفته شده است. دمای آب شیرین خروجی از برج های رطوبت زدا نیز برابر با میانگین دمای هوای اشباع در ورودی و خروجی برج رطوبت زدا در نظر گرفته شده است. ضریب عملکرد برج های رطوبت زن و رطوبت زدا برابر با ۰/۹ و جریان سیال در سیکل پایدار در نظر گرفته شد.

با نوشتن رابطه تعادل جرم و انرژی برای هر یک از اجزای مختلف آب شیرین کن در شکل ۳، روابطی برای محاسبه پارامترهای مختلف همچون دما به دست خواهد آمد. خلاصه معادلات تعادل جرم و انرژی و معادلات کمکی حاکم بر مسئله در جدول ۱ آمده است.



جدول ۱- معادلات تعادل جرم، تعادل انرژی و معادلات کمکی در سیکل

Table 1. Mass balance equations, energy balance and auxiliary equations in the cycle

Cycle components	Auxiliary equation	Energy balance	Mass balance
Pump	$m_{w10} = 0.04 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$ $T_{10} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ $\dot{W}_p = 0.033 \text{ (kW)}$	$h_{13} = \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_{10}} + h_{10}$	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{10}$ $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$
Water preheater		$h_{16} = \frac{\dot{Q}_{\text{preheater}}}{\dot{m}_{15}} + h_{15}$	$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15}$
Compressor*	$\dot{W}_{\text{compressor}} = 4 \text{ kw}$ $T_1 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$	$\dot{Q}_{\text{compressor}} - \dot{W}_{\text{compressor}}$ $= \dot{m}_{\text{dry-air}1} (h_1 - h_2)$	$\dot{m}_{\text{dry-air}1}$ $= 0.087 \left(\frac{\text{kg da}}{\text{s}}\right)$
Vortex tube			$\dot{m}_3 = \text{cf} \cdot \dot{m}_{\text{dry-air}2}$ $\dot{m}_4 = (1 - \text{cf}) \dot{m}_{\text{dry-air}2}$
Humidifier		$\dot{m}_{17} h_{17}$ $+ \dot{m}_{\text{dry-air}} = h_6 = \dot{m}_{16} + h_{16} + \dot{m}_{\text{dry-air}} h_{19}$	$\dot{m}_{17} \dot{m}_{16} (\dot{m}_{v6} \dot{m}_{v19})$
Dehumidifier 1**	$\varepsilon_{\text{wdehumid}1} = \frac{\dot{m}_{14} (h_{15} - h_{14})}{\dot{m}_{14} (h_{\text{ideal}15} - h_{14})}$ $\varepsilon_{\text{adehumid}1} = \frac{\dot{m}_{\text{dry-air}} (h_6 - h_7)}{\dot{m}_{\text{dry-air}} (h_{\text{ideal}6} - h_7)}$ $\max(\varepsilon_{\text{wdehumid}1}, \varepsilon_{\text{adehumid}1})$	$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{\text{dry-air}} h_7 + \dot{m}_{15} h_{15}$ $= \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{\text{dry-air}} h_6$	$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{14} \dot{m}_8$ $= \dot{m}_{\text{dry-air}} (\omega_6 - \omega_7)$
Dehumidifier 2	$\varepsilon_{\text{a321dehumid}2} = \frac{\dot{m}_3 (h_{21} - h_3)}{\dot{m}_3 (h_{\text{ideal}21} - h_3)}$ $\varepsilon_{\text{a79dehumid}2} = \frac{\dot{m}_{\text{dry-air}} (h_7 - h_9)}{\dot{m}_{\text{dry-air}} (h_{\text{ideal}7} - h_9)}$ $\varepsilon_{\text{dehumid}2}$ $= \max(\varepsilon_{\text{a321dehumid}2}, \varepsilon_{\text{a79dehumid}2})$	$\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{\text{dry-air}} h_9 + \dot{m}_{21} h_{21}$ $= \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{\text{dry-air}} h_7$	$\dot{m}_{21} = \dot{m}_3$
Water tank		$\dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{11} h_{11}$	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{11}$

Parameters: vortex tube coefficient (cf), mass flow rate ( $\dot{m}$ ), temperature (T), humidity ratio ( $\omega$ ), compressor work ( $\dot{W}_{\text{comp}}$ ), compressor heat transfer rate ( $\dot{Q}_{\text{comp}}$ ), enthalpy (h), mass flow rate of dry air ( $\dot{m}_{\text{dry-air}}$ ), water preheater heat transfer rate ( $\dot{Q}_{\text{preheater}}$ ), effectiveness coefficient ( $\varepsilon$ ), Gained-Output-Ratio (GOR), Recovery-Ratio (RR), modified heat capacity rate ratio (HCR)

\* The compressor is considered isothermal type and produces 7 bar pressure and 613.8 L/min air flow rate.

\*\* The efficiency factor in dehumidifier towers is assumed to be 90%.

جدول ۲- مقایسه سیکل موجود با نتایج کار فرساد و ناوایسه

Table 2. Comparison of the existing cycle with the results of Farsad and Nawayseh

Parameters	$M_w$	$M_a$	Q(kw)	$T_1(^{\circ}\text{C})$	$T_5(^{\circ}\text{C})$	Production of dehumidifier 1 (kg/h)	Total production (kg/h)
Farsad	0.11	0.01	1.4	25	35	1.27	1.27
Nawayseh	0.11	0.01	1.4	25	35	1.31	1.31
Current work	0.11	0.01	1.4	25	35	1.3	1.74

کردن آب ورودی به رطوبت زن استفاده شد، در حالی که در این سیکل این عمل با استفاده از حرارت دریافت شده از کمپرسور انجام شد. بنابراین نکته اساسی در این پژوهش این بود که امکان تطبیق این سیکل با سیکل‌هایی همچون فرساد و ناوایسه به‌طور کامل فراهم نیست، چون سیکل بررسی شده جدید است و نمونه مشابه ندارد. اما نتیجه به‌دست آمده از بخش رطوبت‌زدای شماره ۱

باید توجه داشت که در سیکل فرساد و ناوایسه از یک رطوبت‌زن و یک رطوبت‌گیر استفاده شده است و هوای محیط توسط فن در سیکل به گردش درآورده می‌شود. در حالی که در سیکل پیشنهاد شده در این پژوهش دو عدد رطوبت‌گیر بود و جریان هوا توسط کمپرسور و پس از عبور از ورتکس تیوب وارد سیکل شد. همچنین در سیکل فرساد از کلکتور خورشیدی برای پیش گرم



همکاران، به دستگاه‌های HME<sup>۳</sup> نیز تعمیم داده شد. به منظور تعریف حالت «متعادل» حرارتی در دستگاه‌های HME، نسبت HCR برای مبدل‌های حرارتی و جرمی ترکیبی، در مقایسه با مبدل‌های حرارتی به‌عنوان نسبت حداکثر تغییر در نرخ آنتالپی کل جریان سرد به جریان گرم مطابق با معادله ۳ تعریف می‌شود (Narayan et al., 2010)

$$HCR = \Delta H_{\max,c} / \Delta H_{\max,h} \quad (۳)$$

شکل ۴ تأثیر تغییر دبی ورودی آب شور بر میزان تولید آب شیرین را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است، بیشترین تولید آب شیرین زمانی انجام می‌شود که ورودی دبی آب حدود  $0.3611 \text{ kg/s}$  باشد و مقدار آب شیرین تولیدی در این نقطه برابر با  $0.218 \text{ kg/s}$  است. میزان تولید آب شیرین در برج رطوبت‌زدا شماره ۱ نیز تا زمانی که دبی جرمی آب شور تا مقدار  $0.4167 \text{ kg/s}$  افزایش می‌یابد، صعودی است. از طرفی میزان تولید آب شیرین در برج رطوبت‌زدا شماره ۲ در طول تغییر دبی آب شور ورودی، روند کاهشی دارد. به نظر می‌رسد دلیل این اتفاق این است که در نمودار، مقدار اختلاف دما میان نقاط ۷ و ۹ در سیکل (dT79) از مقدار اختلاف دما میان نقاط ۶ و ۷ (dT67) بیشتر است، اما با توجه به آنکه اثر تغییرات در نمودار سایکرومتریک خطی نیست، مقدار اختلاف نسبت رطوبت میان نقاط ۷ و ۹ (dω79) از مقدار اختلاف نسبت رطوبت میان نقاط ۶ و ۷ (dω67) کمتر است و این یعنی مقدار تولید آب شیرین بیشتر در رطوبت‌گیر اول به علت اختلاف رطوبت بالاتر در آن قسمت است. اعداد نوشته شده در راهنمای شکل ۴ معرف نقاط مشخص شده بر روی سیکل در شکل ۳ هستند.

بنابر تعریف، نسبت دبی جرمی آب شور به دبی جرمی هوای خشک را با MR نمایش داده و شکل ۵ تأثیر تغییر در نسبت دبی جرمی بر GOR تولید آب را نشان می‌دهد. نمودار شکل ۵ نشان می‌دهد در  $MR=2.081$ ، مقدار عددی GOR بیشینه بوده و برابر با  $1/227$  است.

تولید آنتروپی زمانی به حداقل می‌رسد که  $HCR=1$  باشد. شکل ۶ تغییر GOR را با نسبت ظرفیت گرمایی هر یک از رطوبت‌گیرها

تطابق قابل قبولی را نشان داد.

#### ۴- تحلیل داده‌ها و نتایج

با بررسی رابطه‌های تعادل جرم و انرژی و قانون دوم ترمودینامیک برای هر جزء از سیکل، پارامترهای عملکردی سیکل محاسبه خواهد شد. بر همین اساس سه پارامتر اساسی برای تعیین عملکرد سیکل‌های آب شیرین‌کن V-HDH استفاده می‌شود که ضمن معرفی اجزای هر کدام از این پارامترها، عملکرد سیکل مبتنی بر آن بررسی می‌شود:

۱- GOR: اولین پارامتر اساسی که به جای بازده انرژی مورد توجه خواهد بود پارامتری تحت عنوان نسبت بهره‌برداری انرژی (GOR) است که برابر با مقدار حاصل ضرب گرمای نهان تبخیر آب ورودی به سیکل در میزان دبی خروجی آب مقطر نسبت به ورودی حرارتی خالص به چرخه در سیکل است که این پارامتر نسبت ظرفیت گرمایی تولید آب نام‌گذاری می‌شود

$$GOR = (m_p h_{fg}) / Q_{in} \quad (۱)$$

GOR اندازه‌گیری میزان بهره‌وری یک چرخه از ورودی گرما است. چنانچه شاخص GOR، بیشتر از ۱ باشد این بدین معنی است که به ازای هر واحد آب تولید شده مقدار انرژی لازم کمتر است و چنانچه کمتر از ۱ باشد به این معنی است که به ازای هر واحد آب تولید شده مقدار انرژی لازم بیشتر است. اگر برابر ۱ باشد یعنی انرژی موردنیاز سیکل دقیقاً برابر انرژی لازم برای تبخیر مقدار آب تولیدی است و اصطلاحاً در سیکل انرژی بازیاب نشده است.

۲- نسبت بازیابی<sup>۱</sup>: پارامتر مهم دیگر برای بررسی بازده انرژی سیکل موردنظر، نسبت بازیابی (RR) است که برابر نسبت مقدار آب تولید شده در هر کیلو آب ورودی است. برای این سیکل نسبت بازیابی مطابق با معادله ۲ است

$$RR = m_p / m_{10} \quad (۲)$$

۳- نسبت نرخ ظرفیت حرارتی<sup>۲</sup>: مفهوم تعادل ترمودینامیکی که برای مبدل‌های حرارتی شناخته شده است، توسط ناریان و

<sup>1</sup> Recovery Ratio (RR)

<sup>2</sup> Heat Capacity Rate Ratio (HCR)

<sup>3</sup> Heat and Mass Exchange Devices (HME)



از طرفی چنانچه شاخص RR برای سیستم HDH نزدیک به ۵ درصد باشد مطلوب است. بنابراین با توجه به نمودار، در این پژوهش مقدار RR در شرایطی حدی ( $HCRD2=1$ ) برابر با ۵/۸ درصد بود که بیانگر مطلوب بودن سیکل V-HDH بود.

شکل ۸ تغییرات GOR نسبت به MR را در دماهای مختلف هوا در ضریب عملکردهای ثابت و مقدار توان ثابت در کمپرسور نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۸ اگر دمای ورودی آب در ۲۵ درجه سلسیوس، ضریب عملکرد برج‌ها ۹۰ درصد، دبی جرمی ورودی هوا در  $0.8677 \text{ kg/s}$  و دبی جرمی ورودی آب در  $0.3 \text{ kg/s}$  ثابت در نظر گرفته شود، ملاحظه می‌شود که افزایش دمای هوای ورودی منجر به کاهش مقدار GOR خواهد شد. با این حال اگر مقدار MR افزایش یابد، اثر آن در یک نسبت جرمی مشخص بر مقدار GOR، ابتدا افزایشی و سپس کاهش خواهد شد. در نهایت اگر مقدار نسبت جرمی از مقدار حدی ۲/۲ فراتر برود، مقدار GOR به ازای MR مشخص، با افزایش دما افزایش خواهد یافت.

این بدان علت است که در مجموع مقدار GOR به دو عامل کلی انرژی تحمیل شده به سیکل و دبی جرمی آب تولید شده توسط سیکل بستگی دارد. بنابراین در مقدار کم نسبت دبی جرمی، افزایش دمای هوای ورودی پیش از آنکه اثر خود را در افزایش مقدار نسبت رطوبت هوای اشباع و به تبع آن افزایش امکان استحصال آب شیرین نشان دهد، اثر خود را در کاهش اختلاف دمای موجود در مبدل حرارتی برج رطوبت‌زن شماره ۲ نشان داده و موجب کاهش نرخ تولید آب شیرین می‌شود. این موضوع به طور هم‌زمان انرژی تحمیل شده به سیستم را نیز افزایش داده که براینده این دو مورد موجب کاهش مقدار GOR می‌شود. اما با افزایش نسبت دبی جرمی و به تبع آن کاهش دمای هوای اشباع ورودی به برج رطوبت‌زدا شماره ۱ (با توجه به فرض خروجی هوای اشباع در رطوبت‌زن و اثر افزایش نسبت دبی جرمی در کاهش دمای آب ورودی به رطوبت‌زن) و توجه به این نکته که نمودار خط اشباع در سایکرومتریک غیرخطی است و در اختلاف دمای یکسان و در دماهای کمتر مقدار رطوبت چگالش شده کمتری را به دست می‌دهد، انرژی اضافه تحمیل شده به سیکل ابتدا اثر خود را در افزایش دمای هوای اشباع و به تبع آن افزایش تولید آب شیرین نشان می‌دهد و مقدار GOR را بهبود می‌دهد. اما این اثر پس از مقداری افزایش در

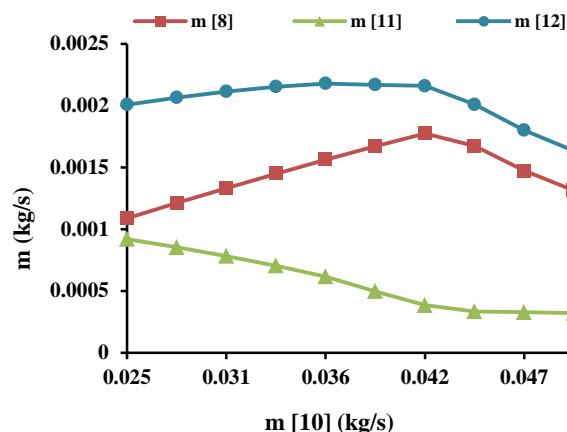


Fig. 4. The rate of fresh water production by the studied system according to the change in the flow rate of the salt water input in terms of (kg/s)

شکل ۴- میزان تولید آب شیرین توسط سیستم مورد بررسی با توجه به تغییر دبی ورودی آب شور بر حسب (kg/s)

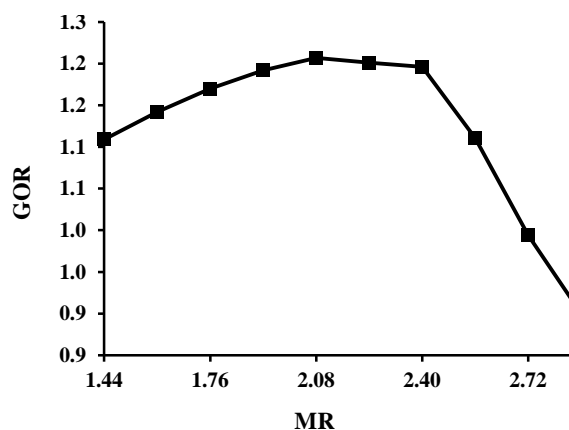
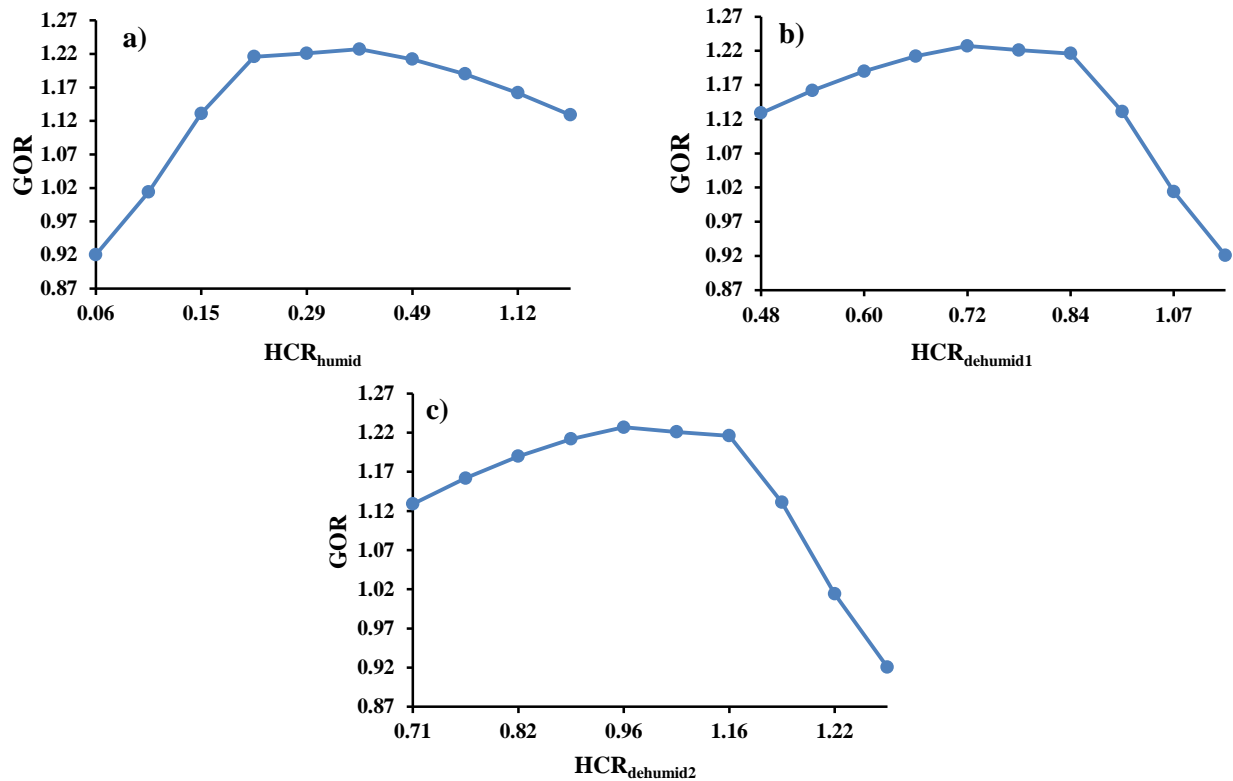


Fig. 5. Effect of change in mass flow ratio (MR) on GOR

شکل ۵- اثر تغییر در نسبت دبی جرمی MR بر روی GOR

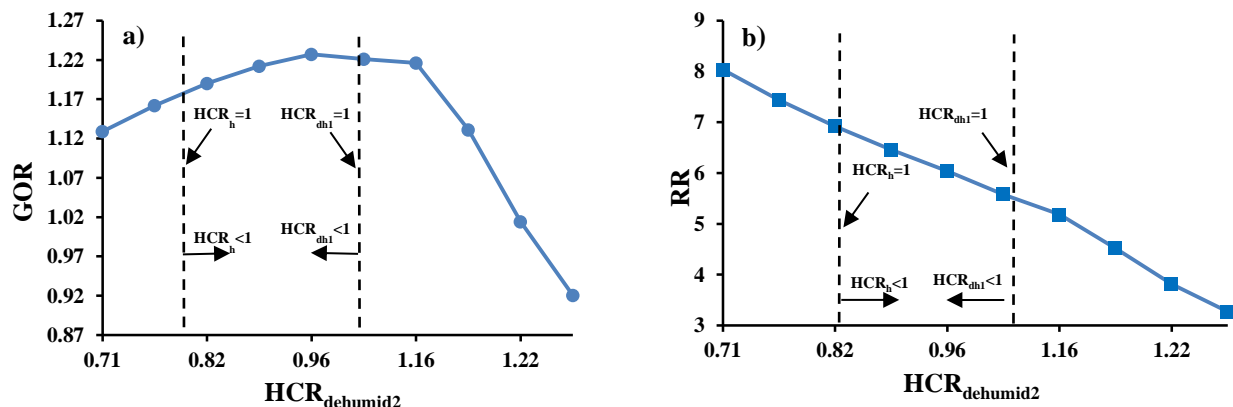
و رطوبت‌زن نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۶-C می‌توان دید حداکثر GOR زمانی است که  $HCRdehumid2=1$  باشد و این موضوع یعنی متعادل‌سازی این جزء از سیستم به مراتب از دیگر قسمت‌ها مهم‌تر است. با توجه به شکل ۷ می‌توان مشاهده کرد که نسبت HCR رطوبت‌گیر دوم به‌عنوان حد میانی سایر اجزا بوده و در مقدار حدی  $HCRD2=1$  بیشینه مقدار GOR را به دست خواهد آورد و باید به‌عنوان جزء حساس در سیکل در نقطه هدف بهینه‌سازی قرار گیرد. همچنین محاسبه مقدار RR بر اساس تغییرات HCRD2 نشان می‌دهد با افزایش مقدار نسبت HCR در رطوبت‌گیر دوم، مقدار بازدهی استخراج آب شیرین کاهش می‌یابد.





**Fig. 6.** Calculation of GOR value according to the change of HCR in the main components of the V-HDH cycle: a) The value of GOR according to the change in the ratio of heat capacity of humidifier, b) The value of GOR according to the change of the HCR of the first dehumidifier and c) The value of GOR according to the change of the HCR of the second dehumidifier

شکل ۶- محاسبه مقدار GOR با توجه به تغییر نسبت HCR در اجزای اصلی سیکل V-HDH (a: مقدار GOR با توجه به تغییر نسبت HCR رطوبت‌گیر دوم، (b) مقدار GOR با توجه به تغییر نسبت HCR رطوبت‌گیر اول و (c) مقدار GOR با توجه به تغییر نسبت HCR رطوبت‌گیر دوم



**Fig. 7.** Review of V-HDH system performance based on the change in the HCR of the second dehumidifier (HCRD2): a) Calculation of GOR value according to the change of the HCR of the second dehumidifier, b) Calculation of the RR value according to the change of the HCR of the second dehumidifier

شکل ۷- بررسی عملکرد سیستم V-HDH بر اساس تغییر در نسبت HCR رطوبت‌گیر دوم (HCRD2): (a) محاسبه مقدار GOR با توجه به تغییر نسبت HCR رطوبت‌گیر دوم، (b) محاسبه مقدار RR با توجه به تغییر نسبت HCR رطوبت‌گیر دوم



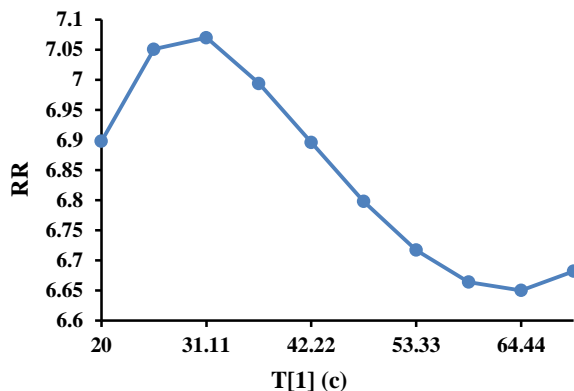


Fig. 9. RR changes at different air temperatures

شکل ۹- تغییرات RR در دماهای مختلف هوا

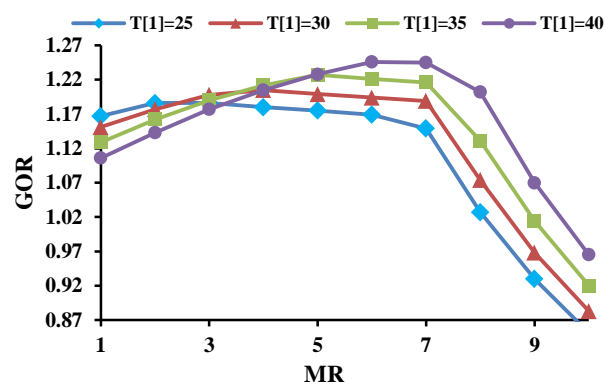


Fig. 8. Changes of GOR with MR at different air temperatures

شکل ۸- تغییرات GOR با MR در دماهای مختلف هوا

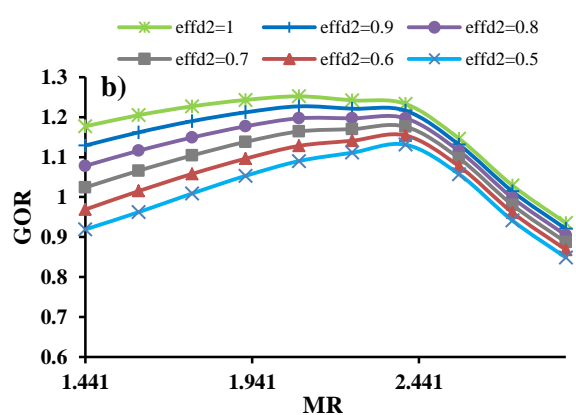
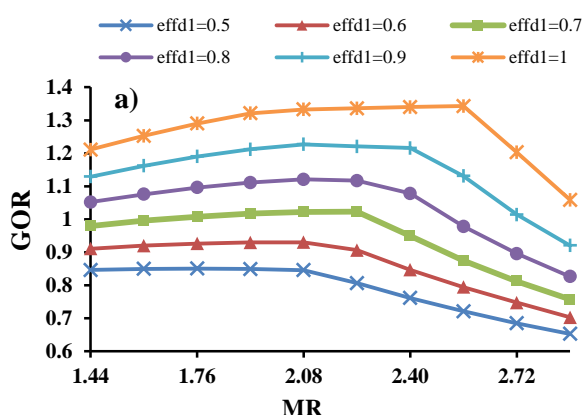


Fig. 10. Comparison of GOR changes with MR in different performance coefficients: a) second dehumidifier, b) first dehumidifier

شکل ۱۰- مقایسه تغییرات GOR با MR در ضریب عملکردهای متفاوت: (a) رطوبت‌گیر دوم، (b) رطوبت‌گیر اول

حدی ۲/۲ باشد، اثر افزایش GOR ناشی از افزایش دبی آب شور بر اثر کاهش ناشی از کم شدن اختلاف دما در مبدل حرارتی برج رطوبت‌زدا شماره ۲ غلبه می‌کند و این روند تا جایی که برج رطوبت‌زدا شماره ۲ به علت عدم وجود اختلاف دما در مبدل حرارتی از مدار تولید آب شیرین خارج نشده باشد، ادامه خواهد یافت. شکل ۹ رفتار RR را با تغییر دمای هوای ورودی نشان می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود، نسبت بازیابی نیز رفتاری مشابه با GOR از خود نشان می‌دهد و مقدار بیشینه خود را در دمای نزدیک به محیط دارد.

شکل ۱۰، مقدار GOR را برحسب MR در سیکل بررسی شده نشان می‌دهد که در آن مقدار توان در کمپرسور و دمای آب و هوای ورودی ثابت در نظر گرفته شده و ضریب عملکردهای متفاوت برای

دمای هوا، معکوس شده و دیگر در تولید آب شیرین وزن قبلی را نخواهد داشت و مقدار GOR را کم خواهد کرد. علت این کاهش نیز مربوط به خاصیت ورتکس تیوب است. باید دقت داشت که اگر دمای هوای ورودی به سیکل افزایش داده شود، هم‌زمان دمای هوای سرد خروجی از ورتکس تیوب افزایش یافته و مقدار آب تقطیر شده در برج رطوبت‌زدا شماره ۲ کاهش خواهد یافت. تا جایی که اگر دمای هوای سرد خارج شده از ورتکس تیوب بیش از دمای هوای اشباع ورودی به برج رطوبت‌زدا شماره ۲ شود، مسیر انتقال حرارت در برج، معکوس شده و عملاً هیچ‌گونه عمل چگالش در هوای اشباع رخ نخواهد داد و تولید آب شیرین در برج شماره ۲ متوقف می‌شود.

در حالت دوم، زمانی که مقدار نسبت دبی جرمی بیش از مقدار



## جدول ۳- مقایسه سیکل موجود با سایر پژوهش‌ها

Table 3. Comparison of the existing cycle with another research

GOR	Inlet water temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )	Fresh water production capacity (Kg/h)	Energy source	Researcher
3.2	-	-	-	(Farid and Al-Hajaj, 1996)
1.7	-	-	-	(Al-Hallaj et al., 1998)
1.6	-	-	-	(Nawayseh et al., 1999)
4.5	-	-	-	(Müller-Holst, 2002)
0.3	-	-	-	(Bacha et al., 2003)
1.2	-	-	-	(Li et al., 2006)
4.5	-	1.792	Solar collector	(Kabeel and El-Said, 2013)
3.2	65	2.816	Heater	(Sharshir et al., 2016)
1.5	-	99.05	Rankin cycle (ORC)	(He et al., 2018)
1.63	-	14.58	Solar energy	(Fouda et al., 2018)
2.08	-	2.8		(Shafii et al., 2018)
4.54	-	1172.48	-	(Rostamzadeh et al., 2019)
0.91	-	2.5		(Faegh and Shafii, 2019)
0.31-0.51	-	4.542	Electric heater	(Abbady et al., 2020)
2.27	-	9.23	Heat pump cycle	(Lawal et al., 2020)
1.04	-	3	H2	(Brunini et al., 2021)
1.18	25	7.582	Vortex tube	Current study (V-HDH)

۱- مقدار بیشینه GOR و نسبت بازیابی آب در سیکل RR مربوط به حداقل تولید آنتروپی برای چرخه است که با تنظیم متغیرهای ورودی سیکل مبتنی بر تحقق تعادل دمایی نزدیک به ۱ در برج رطوبت‌زدا شماره ۲ می‌توان به آن دست یافت ( $HCRd2=1$ ).

۲- برای ورتکس تیوب مشخص، با افزایش دبی ورودی آب شور به سیکل تا  $0.042 \text{ kg/s}$ ، میزان تولید آب شیرین افزایش می‌یابد.

۳- افزایش دمای هوای ورودی تأثیر بیشتری از افزایش دمای آب شور ورودی بر عملکرد سیستم دارد.

نتایج شبیه‌سازی در این پژوهش نشان داد که آب این شیرین‌کن در هماهنگی و توافق خوبی با داده‌های تجربی پژوهش‌های گذشته است و به نظر می‌رسد این سیکل در مرحله ساخت و بهره‌برداری آزمایشگاهی بتواند موفق عمل کند. جدول ۳ مقایسه این سیکل را با سایر سیکل‌های معرفی شده توسط پژوهشگران مختلف نشان داده است. مشاهده می‌شود مقدار به دست آمده برای GOR در حدود سیکل‌های ساده HDH است. در توضیح

۲۵ برج رطوبت‌زدا شماره ۱ (a) و برج رطوبت‌زدا شماره ۲ (b) لحاظ شده است. دمای ورودی هوا در  $35^{\circ}\text{C}$ ، دبی هوای ورودی  $0.08677 \text{ kg/s}$ ، دبی آب ورودی  $0.03 \text{ kg/s}$  و دمای آب ورودی درجه سلسیوس در نظر گرفته شد. همان طور که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود،

با افزایش ضریب عملکرد در برج‌های رطوبت‌زدا، مقدار عددی GOR افزایش می‌یابد. همچنین نمودار نشان می‌دهد برای ضریب عملکرد برابر در هر دو برج رطوبت‌زدا، تأثیر ضریب عملکرد برج رطوبت‌زدا شماره ۱ بر GOR بیشتر است و باید برای بهبود عملکرد سیکل به آن توجه بیشتری کرد.

## ۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، به بررسی پارامتری بر روی سیکل V-HDH پرداخته شد. مهم‌ترین نتایج به دست آمده در این پژوهش به شرح زیر بود:



وجود تفاوت‌های زیاد در معماری سیکل‌ها و ارائه ناقص اطلاعات در گزارش‌های دیگر، مقایسه کمی نتایج این پژوهش با سایر پژوهش‌های مرتبط در جدول ۳ آورده شده است.

### ۵-قدردانی

در پایان، نویسندگان مراتب قدردانی خود را از همکاران محترم جناب آقای مهندس فرداد، جناب آقای مهندس یوسفی، جناب آقای مهندس زراعت‌کن و سرکار خانم مریم‌السادات جلال‌زاده که در انجام این پژوهش مساعدت و همراهی کردند، اعلام می‌دارند.

این مطلب باید گفت علت اصلی کاهش مقدار GOR مربوط به استفاده از کمپرسور و صرف انرژی بیشتر نسبت به سایر سیکل‌ها است. اما باید در نظر داشت که در سایر پژوهش‌ها از انرژی لازم برای گردش آب و هوا در سیکل صرف‌نظر شده و اشاره‌ای به مقدار آنها در محاسبات نشده است. در حالی که در این سیکل مقدارهای مربوطه به‌طور کامل در محاسبات آمده است. همچنین مشاهده می‌شود که با وجود به‌دست آمدن GOR برابر، مقدار تولید آب شیرین در سیکل افزایش قابل ملاحظه‌ای پیدا کرده است که این می‌تواند مزیت استفاده از ورتکس تیوب را نشان دهد. در هر حال با

## References

- Abbdy, H., Mohamed, A. S. A., Ahmed, M. S. and Hassan, H., 2020. Performance enhancement of a humidification–dehumidification seawater desalination system. *Environmental Science: Water Research and Technology*, 6, 3276-3292. [doi.org/10.1039/D0EW00558D](https://doi.org/10.1039/D0EW00558D).
- Abdullah, A. S., Essa, F. A., Omara, Z. M. and Bek, M. A., 2018. Performance evaluation of a humidification–dehumidification unit integrated with wick solar stills under different operating conditions. *Desalination*, 441, 52-61. [doi.org/10.1016/j.desal.2018.04.024](https://doi.org/10.1016/j.desal.2018.04.024).
- Al-Hallaj, S., Farid, M. M. and Tamimi, A. R., 1998. Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: performance of the unit. *Desalination*, 120, 273-280. [doi.org/10.1016/S0011-9164\(98\)00224-0](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(98)00224-0).
- Al-Hallaj, S. and Selman, J., 2002. A comprehensive study of solar desalination with a humidification-dehumidification cycle. *Middle East Desalination Research Center Report*. Muscat, Sultanate of Oman.
- Alsaif, A. A., Elzayed, M. S., Ahmed, M., Antar, M. and Zubair, S. M., 2021. A robust definition of energy effectiveness for humidification dehumidification desalination systems. *Energy Conversion and Management*, 238, 114058. [doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114058](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114058).
- Bacha, H. B., Damak, T., Bouzguenda, M. and Maalej, A., 2003. Experimental validation of the distillation module of a desalination station using the SMCEC principle. *Renewable Energy*, 28, 2335-2354. [doi.org/10.1016/S0960-1481\(03\)00167-8](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(03)00167-8).
- Behzadmehr, A., Farsad, S. and Okati, V., 2016. *Solar Desalination Devices*, Avaye Ghalam Pub. 135 pages. (In Persian)
- Brunini, A., García, M., Melgarejo, A. and Rodríguez, R., 2021. Humidification–dehumidification desalination process using green hydrogen and heat recovery. *Environmental Research: Infrastructure and Sustainability*, 1, 035005. [doi.org/10.1088/2634-4505/ac3ca0](https://doi.org/10.1088/2634-4505/ac3ca0).
- Elminshawy, N. A., Siddiqui, F. R. and Addas, M. F., 2015. Experimental and analytical study on productivity augmentation of a novel solar humidification–dehumidification (HDH) system. *Desalination*, 365, 36-45. [doi.org/10.1016/j.desal.2015.02.019](https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.02.019).
- Euronews. 2019. *Water shortage crisis in different countries; Half of the world's people do not have water* [Online]. Available: <https://parsi.euronews.com/2018/11/18/the-crisis-of-water-scarcity-in-different-countries> [Accessed: 18/Nov./2018]. (In Persian)



- Faegh, M. and Shafii, M. B., 2019. Performance evaluation of a novel compact humidification-dehumidification desalination system coupled with a heat pump for design and off-design conditions. *Energy Conversion and Management*, 194, 160-172. [doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.079](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.079).
- Farid, M. and Al-Hajaj, A. W., 1996. Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle. *Desalination*, 106, 427-429. [doi.org/10.1016/S0011-9164\(96\)00141-5](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(96)00141-5).
- Farsad, S. and Behzadmehr, A., 2011. Analysis of a solar desalination unit with humidification-dehumidification cycle using DoE method. *Desalination*, 278, 70-76. [doi.org/10.1016/j.desal.2011.05.008](https://doi.org/10.1016/j.desal.2011.05.008).
- Fath, H. E. and Ghazy, A., 2002. Solar desalination using humidification-dehumidification technology. *Desalination*, 142, 119-133. [doi.org/10.1016/S0011-9164\(01\)00431-3](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(01)00431-3).
- Fouda, A., Nada, S., Elattar, H., Rubaiee, S. and Al-Zahrani, A., 2018. Performance analysis of proposed solar HDH water desalination systems for hot and humid climate cities. *Applied Thermal Engineering*, 144, 81-95. [doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.08.037](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.08.037).
- Giwa, A., Fath, H. and Hasan, S. W., 2016. Humidification-dehumidification desalination process driven by photovoltaic thermal energy recovery (PV-HDH) for small-scale sustainable water and power production. *Desalination*, 377, 163-171. [doi.org/10.1016/j.desal.2015.09.018](https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.09.018).
- He, W., Han, D., Zhu, W. and Ji, C., 2018. Thermo-economic analysis of a water-heated humidification-dehumidification desalination system with waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 160, 182-190. [doi.org/10.1016/j.enconman.2018.01.048](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.01.048).
- He, W., Wu, F., Kong, Y., Wen, T., Chen, J. and Han, D., 2019. Parametric analysis of a power-water cogeneration system based on single-extraction organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 148, 382-390. [doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.070](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.070).
- Hou, S., 2008. Two-stage solar multi-effect humidification dehumidification desalination process plotted from pinch analysis. *Desalination*, 222, 572-578. [doi.org/10.1016/j.desal.2007.01.127](https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.01.127).
- Kabeel, A. and El-Said, E. M., 2013. A hybrid solar desalination system of air humidification dehumidification and water flashing evaporation: a comparison among different configurations. *Desalination*, 330, 79-89. [doi.org/10.1016/j.desal.2013.10.004](https://doi.org/10.1016/j.desal.2013.10.004).
- Lawal, D., Antar, M., Khalifa, A., Zubair, S. and Al-Sulaiman, F., 2018. Humidification-dehumidification desalination system operated by a heat pump. *Energy Conversion and Management*, 161, 128-140. [doi.org/10.1016/j.enconman.2018.01.067](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.01.067).
- Lawal, D. U., Jawad, S. A. and Antar, M. A., 2020. Experimental and theoretical study on a heat pump driven open-air humidification dehumidification desalination system. *Energy*, 207, 118252. [doi.org/10.1016/j.energy.2020.118252](https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118252).
- Li, Y., Klausner, J. F. and Mei, R., 2006. Performance characteristics of the diffusion driven desalination process. *Desalination*, 196, 188-209. [doi.org/10.1016/j.desal.2006.01.013](https://doi.org/10.1016/j.desal.2006.01.013). [Link]
- Müller-Holst, H., 2002. Mehrfacheffekt-Feuchtluftdestillation bei Umgebungsdruck. PhD. Thesis Technische Universität München, Germany. (In German) [Link]
- Nafey, A. S., Fath, H. E. S., El-Helaby, S. O. and Soliman, A. M., 2004. Solar desalination using humidification dehumidification processes. Part I. A numerical investigation. *Energy Conversion and Management*, 45, 1243-1261. [doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00151-1](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00151-1).



- Narayan, G. P., Sharqawy, M. H., Summers, E. K., Lienhard, J. H., Zubair, S. M. and Antar, M. A., 2010. The potential of solar-driven humidification–dehumidification desalination for small-scale decentralized water production. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 1187-1201. [doi.org/10.1016/j.rser.2009.11.014](https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.11.014).
- Nawayseh, N. K., Farid, M. M., Al-Hallaj, S. and Al-Timimi, A. R., 1999. Solar desalination based on humidification process-I. Evaluating the heat and mass transfer coefficients. *Energy Conversion and Management*, 40, 1423-1439. [doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00018-7](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00018-7).
- Rahimi-Ahar, Z., Hatamipour, M. S. and Ahar, L. R., 2020. Air humidification-dehumidification process for desalination: a review. *Progress in Energy and Combustion Science*, 80, 100850. [doi.org/10.1016/j.pecs.2020.100850](https://doi.org/10.1016/j.pecs.2020.100850). [[Link](#)]
- Razdari, V. M. and Fanaee, S. A., 2021. Comprehensive review of different types of water desalination. *Journal of Renewable and New Energy*, 8, 21-32. (In Persian) [[Link](#)]
- Rostamzadeh, H., Gargari, S. G., Namin, A. S. and Ghaebi, H., 2019. A novel multigeneration system driven by a hybrid biogas-geothermal heat source, Part II: multi-criteria optimization. *Energy Conversion and Management*, 180, 859-888. [doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.035](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.11.035).
- Shafii, M. B., Jafargholi, H. and Faegh, M., 2018. Experimental investigation of heat recovery in a humidification-dehumidification desalination system via a heat pump. *Desalination*, 437, 81-88. [doi.org/10.1016/j.desal.2018.03.004](https://doi.org/10.1016/j.desal.2018.03.004).
- Sharshir, S., Peng, G., Yang, N., Eltawil, M. A., Ali, M. K. A. and Kabeel, A., 2016. A hybrid desalination system using humidification-dehumidification and solar stills integrated with evacuated solar water heater. *Energy Conversion and Management*, 124, 287-296. [doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.028](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.028).
- Srithar, K. and Rajaseenivasan, T., 2017. Performance analysis on a solar bubble column humidification dehumidification desalination system. *Process Safety and Environmental Protection*, 105, 41-50. [doi.org/10.1016/j.psep.2016.10.002](https://doi.org/10.1016/j.psep.2016.10.002).
- World Bank, 2019. *The Role of Desalination in an Increasingly Water-scarce World*, World Bank., Washington, DC, USA. [[Link](#)]
- Yıldırım, C. and Solmuş, İ., 2014. A parametric study on a humidification-dehumidification (HDH) desalination unit powered by solar air and water heaters. *Energy Conversion and Management*, 86, 568-575. [doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.016](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.016).
- Zarei, T. and Miroliaei, M. R., 2022. Performance evaluation of an HDH desalination system using direct contact packed towers: experimental and mathematical modeling study. *Water Reuse*, 12, 92-110. [doi.org/10.2166/wrd.2022.095](https://doi.org/10.2166/wrd.2022.095).



© The Author(s)

This work is licensed under a [Creative Commons Attribution 4.0 International License](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

