

Techno-Economic Assessment of Desiccant Wheel Application in Healthcare HVAC Systems

Seyed Alireza Mostafavi,^{1*,4} Mohammad Khalili,^{2*,4} Alireza Ghanbarifar³

¹ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak, Iran, a-mostafavi@araku.ac.ir

² Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak, Iran, m-khalili@araku.ac.ir

³ Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Arak University, Arak, Iran, alghan2020@yahoo.com

⁴ Institute of Advanced Technology, Arak University, Arak, Iran

Keywords:

desiccant wheel,
HVAC,
healthcare facilities,
techno-economic analysis,
energy saving

Abstract: This study utilized numerical modeling to assess the technical and economic feasibility of implementing desiccant wheels in the HVAC systems of healthcare facilities. The primary objective was to analyze the potential for energy savings and the reduction of operational costs through the integration of this technology into air handling units (AHUs). Key parameters such as the nominal capacity of the AHUs, climatic conditions across various regions, and annual operating hours were considered as critical variables in the simulations. The initial case studies were conducted on selected clinics in the Markazi Province and subsequently extended to a national scale. The results indicated that employing desiccant systems in AHUs led to substantial reductions in electricity consumption, effectively offsetting the capacity of several small power plants. Although natural gas consumption increased due to the regeneration process of the desiccant wheel, the cumulative savings in electricity and the environmental benefits from reduced emissions significantly outweighed the additional costs. Depending on different fuel and equipment price scenarios, the payback period was estimated to be less than 12 years. Furthermore, the possibility of utilizing low-grade thermal energy sources, such as solar energy for wheel regeneration presented an additional competitive advantage for this technology. Overall, the adoption of desiccant wheels represents an effective and sustainable strategy for optimizing energy consumption in healthcare centers.

Original Research Article

Paper History:

Received: 16/05/2025

Revise: 13/07/2025

Accepted: 30/08/2025

How to cite this article: Mostafavi, A., Khalili, M., Ghanbarifar, A., "Techno-Economic Assessment of Desiccant Wheel Application in Healthcare HVAC Systems", Energy Engineering and Management, Vol. 14, No. 4, PP. 22-35, 2025. <https://doi.org/10.22052/EEM.2025.257040.1126>

© 2023 University of Kashan Press.

This is an open access article under the CC BY license.(<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)



Extended Abstract

Introduction

The rapid growth of global energy consumption, along with climate change concerns and technological advances, has made energy management in hospital HVAC systems an urgent issue. Healthcare facilities, though only five percent of commercial building area, account for nearly ten percent of the sector's energy use, with hospitals and clinics consuming almost three times as much energy as average commercial buildings. HVAC systems alone represent over half of this consumption, partly due to high requirements for temperature, humidity, and air quality. This demand not only increases operational costs but also results in substantial greenhouse gas emissions and the risk of microbial growth in poorly controlled environments. Despite development in renewable energy, scenario studies by the International Energy Agency reveal that in 2025 fossil fuels will continue to supply more than two-thirds of the world's energy, mandating a critical focus on efficient HVAC operation in critical sectors. Among the promising technical solutions is the desiccant wheel, which uses hygroscopic materials such as silica gel or zeolite in a rotating disk to dehumidify and precondition incoming air. This process, powered by heat from natural gas, steam, or solar sources reduces the latent cooling load and enhances the performance of chillers. Despite proven effectiveness in international projects, a comprehensive technical and economic assessment for Iran's specific climatic and operational conditions is not widely available. This study addresses the gap by evaluating, through numerical modeling, the feasibility and impact of deploying desiccant wheels in the HVAC systems of Iranian healthcare facilities, first in Markazi Province case studies and, then, at a national level.

Materials and Methods

A two-phase numerical model was used to assess the technical and economic benefits of integrating desiccant wheels into healthcare HVAC systems. The analysis started with detailed simulations for clinics in Markazi Province and then extended these results to a national scale. The simulated system consisted of an air handling unit equipped with a desiccant wheel, a gas-engine generator, absorption chillers, boilers, and heat exchangers—forming a combined cooling, heating, and power (CCHP) cycle.

Cooling and heating loads, as well as ventilation requirements, were determined for each facility using commercial software, while the technical specifications for air handling and desiccant equipment were selected from manufacturer catalogs. The model assumed 120 operational days per year and 16 hours per day of activity with wheel regeneration temperatures between 60–76 °C, gas-engine efficiency at 37%, and grid losses at 10%. Market prices from 2021 provided the economic parameters for electricity, natural gas (0.099 USD/m³), and

equipment. All calculations (including hourly electrical, thermal, and gas quantities) were performed in MATLAB, using governing energy and mass balance equations. ASHRAE standards and local empirical data supported sizing and water consumption assumptions.

Results and Discussion

Simulation results in Markazi Province healthcare centers revealed that with desiccant wheel integration, the AHU-related electricity demand was reduced by 1,217 kW from an original combined value of 2,423 kW, representing a 69% reduction. Extrapolating to all health facilities nationally, it was estimated that converting 6,431 air handling units with a combined capacity of 42 million cfm could deliver a 53% reduction in required cooling capacity and 56,732 kW of electrical savings during peak operation. With an assumed 120-day season of 16 hours daily use, the annual electricity savings for hospital chillers reached nearly 109 GWh.

This shift translated into annual energy savings equivalent to the continuous output of several small power plants; about 63 MW avoided grid capacity. However, these electricity savings were achieved alongside a notable increase in natural gas use, as wheel regeneration depends on thermal energy. On a national scale, this corresponded to 155 million m³ in additional annual gas use. Also, water consumption increased due to accompanying air washers, resulting in about 1.2 million m³ annually for all healthcare air handling units.

The economic assessment found that retrofitting all identified AHUs would cost about €72 million, with additional annual costs of €14.4 million in gas and €0.3 million in water use. However, annual monetary savings were projected to be significant: about €1.85 million in lower electricity bills and €5.2 million in reduced external costs related to emission reductions, yielding total annual savings of just over €7 million. These savings could result in a payback period of about 12 years; even with a 50% increase in gas prices, payback could only extend to 13 years. The use of domestic manufacturing for major equipment could further shorten this period by reducing capital requirements.

The analyses demonstrated that national scale implementation was practical and could significantly reduce the need for investment in new electricity generation, improve indoor air quality, and reduce greenhouse emissions. The use of desiccant wheels also enabled the employment of low-grade or renewable heat sources such as solar energy for regeneration whenever practical. Calculations and real data confirmed that the overall national annual electricity savings could exceed 109 GWh, while the reduced emission-related external costs alone surpass €5 million per year.

Despite these advantages, the project faced challenges such as the initial capital outlay, the

adaptation of technical infrastructure, the training of skilled operational staff, and the ensuring compliance with Iran's strict healthcare air quality standards. Nonetheless, the robust economic and technical results indicated strong feasibility.

Conclusion

The study showed that deploying desiccant wheels within HVAC systems in Iran's healthcare sector could achieve large-scale electricity savings (over 108 GWh per year) while reducing the environmental burden associated with existing fossil-fuel power production. Although natural gas and water usage rose due to regeneration, overall environmental and

economic benefits clearly outweighed these costs. The total payback period for the initial investment was projected at around twelve years, which could become even shorter if equipment were produced locally. National deployment aligns with Iran's energy efficiency and environmental protection objectives, providing a technically sound and cost-effective pathway to improve hospital comfort and sustainability. For successful large-scale implementation, policy support, technical training, and careful planning for site-specific adaptation remain essential.

ارزیابی فنی-اقتصادی کاربرد چرخ دسیکنت در سیستم‌های تهویه مطبوع مراکز درمانی

سید علیرضا مصطفوی^{۱،*}، محمد خلیلی^{۲،*}، علیرضا قنبری^۳

^۱ دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران، a-mostafavi@araku.ac.ir

^۲ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران، m-khalili@araku.ac.ir

^۳ کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران، alghan2020@yahoo.com

^۴ پژوهشگر فنانوری‌های نوین، دانشگاه اراک، اراک، ایران

واژه‌های کلیدی:

چرخ دسیکنت،

تهویه مطبوع،

مراکز درمانی،

تحلیل فنی-اقتصادی،

صرفه‌جویی انرژی.

چکیده: در این پژوهش، مدل‌سازی عددی برای ارزیابی فنی و اقتصادی کاربرد چرخ دسیکنت در سیستم‌های تهویه مطبوع مراکز درمانی به کار رفته است. هدف اصلی، تحلیل میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی و کاهش هزینه‌های بهره‌برداری از طریق استفاده از این فناوری در هواسازهاست. پارامترهایی مانند ظرفیت نامی هواساز، شرایط آب‌وهوایی اقلیم‌های مختلف و مدت‌زمان بهره‌برداری سالانه، به عنوان متغیرهای کلیدی در شبیه‌سازی بررسی شده‌اند. مطالعات ابتدا در چند درمانگاه منتخب استان مرکزی انجام شد و سپس به سطح ملی گسترش یافت. نتایج نشان می‌دهد که به کارگیری سیستم دسیکنت در هواسازها، سبب صرفه‌جویی قابل توجهی در مصرف برق می‌شود. این صرفه‌جویی تا حدی است که می‌تواند جایگزین ظرفیت تولید چندین نیروگاه کوچک گردد. هرچند مصرف گاز طبیعی برای احیای چرخ دسیکنت افزایش پیدا می‌کند، اما مجموع صرفه‌جویی برق و مزایای زیست‌محیطی ناشی از کاهش انتشار آلاینده‌ها، به طور کامل بر هزینه‌های اضافی غالب است. دوره بازگشت سرمایه، با توجه به سناریوهای مختلف قیمت گاز و تجهیزات، کمتر از ۱۲ سال برآورد می‌شود. علاوه بر این، استفاده از منابع حرارتی با کیفیت پایین مانند انرژی خورشیدی برای احیای چرخ‌ها، مزیتی رقابتی برای این فناوری به شمار می‌رود. در مجموع، کاربرد چرخ دسیکنت رویکردی مؤثر و پایدار برای بهینه‌سازی مصرف انرژی در مراکز درمانی است.

مقاله علمی پژوهشی

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۰۳/۲۵

تاریخ بازنگری: ۱۴۰۴/۰۴/۲۲

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۶/۰۸

۱. مقدمه

رشد چشمگیر مصرف انرژی، تغییرات اقلیمی و پیشرفت های فناوری باعث شده است که در دهه های اخیر، مدیریت مصرف انرژی در سامانه های تهویه مطبوع به مسئله ای حیاتی تبدیل شود. با وجود توسعه انرژی های تجدیدپذیر، مطابق تحلیل سناریوی آژانس بین المللی انرژی (IEA)^(۱)، تا سال ۲۰۲۵ همچنان بیش از دوسوم مصرف انرژی جهانی از سوخت های فسیلی تأمین خواهد شد. این موضوع، لزوم بهبود بهره وری انرژی در سیستم های سرمایش و گرمایش را ضروری می کند [۱]. بخش ساختمان، به ویژه ساختمان های درمانی، سهم قابل توجهی در مصرف انرژی الکتریکی و انتشار آلاینده ها دارد. گزارش های انرژی ایالات متحده نشان می دهد که مراکز درمانی تنها ۵ درصد از مساحت کل فضای تجاری را تشکیل می دهند، ولی تقریباً ۱۰ درصد از انرژی مصرفی این بخش را به خود اختصاص می دهند. بیمارستان ها و کلینیک ها به علت نیاز دائمی به کنترل دما، رطوبت و کیفیت هوا، جزو پرمصرف ترین ساختمان ها هستند. همچنین، شدت مصرف انرژی آن ها تقریباً سه برابر میانگین سایر ساختمان های تجاری است. سیستم های گرمایش، تهویه و تهویه مطبوع (HVAC)^(۲) به تنهایی ۵۲ درصد از این مصرف را تشکیل می دهند. این ارقام نه تنها هزینه های بهره برداری را افزایش می دهند، بلکه منجر به انتشار آلاینده های زیست محیطی و افزایش خطر ابتلا به عفونت های بیمارستانی بر اثر تهویه ناکارآمد می شوند. رطوبت بیش از حد می تواند منجر به رشد قارچ ها و باکتری ها شود [۲]. گزارش پژوهشگاه ملی انرژی های تجدیدپذیر (NREL)^(۳) درباره بهینه سازی انرژی در بیمارستان ها نشان می دهد که بسته های بازسازی انرژی در بیمارستان های کوچک در شهرهای مختلف آمریکا می تواند کاهش مصرف انرژی ۲/۱ تا ۱۸/۱ درصد و کاهش هزینه انرژی ۳/۵ تا ۲۱/۴ درصد نسبت به وضعیت پایه ایجاد کند. از این رو، دستیابی به رویکردهای نو برای کاهش مصرف انرژی و بهبود کیفیت هوای داخلی در مراکز درمانی اهمیت ویژه ای دارد [۳]. بسیاری از این رویکردها، بر بهبود تجهیزات معمولی تمرکز دارند و نقش سیستم های رطوبت زدا مانند چرخ دسیکنت کمتر بررسی شده است.

چرخ دسیکنت از یک ماده جاذب رطوبت (مانند سیلیکاژل یا زئولیت) تشکیل شده است که روی یک صفحه نازک پیچیده شده و به صورت چرخ دوار می چرخد. هوای مرطوب در بخش فرایند با

عبور از این چرخ، رطوبت خود را از دست می دهد و گرم می شود؛ سپس در بخش احیا، هوای گرم (معمولاً با استفاده از گاز طبیعی، بخار یا انرژی خورشیدی) رطوبت ذخیره شده را از ماده دسیکنت آزاد می کند [۴]. استفاده از چرخ دسیکنت می تواند بار سرمایشی و بار رطوبت زدایی سیستم تراکمی را کاهش دهد. طراحی های جدید نیز موجب کاهش افت فشار و کاهش دمای احیا شده اند. برای مثال، اوکانر و همکاران با طراحی چرخ دسیکنت با پره های شعاعی نشان دادند که می توان رطوبت نسبی هوای خروجی را تا حدود ۵۵ درصد کاهش داد و افت فشار را به کمتر از ۲ پاسکال رساند. این چرخ جدید به دلیل استفاده از سیلیکاژل بر روی پره های شعاعی، نیاز به دمای احیای کمتر و مصرف انرژی حرارتی کمتر دارد [۵].

از سوی دیگر، تحقیقات در زمینه بهره برداری از گرمای اتلافی نشان می دهد که استفاده از انرژی خورشیدی یا گرمای بازیافتی در بخش احیای چرخ، قابلیت رقابت سیستم دسیکنت را افزایش می دهد [۶]. به طور نمونه، کازاس و اشمیتز با نصب سیستم سرمایش دسیکنت در یک ساختمان اداری در هامبورگ و اتصال آن به یک میکرو CHP^۴ و بویلر کندانسینگ، تا ۷۵ درصد صرفه جویی انرژی گزارش کردند [۷]. همچنین هنینگ و همکاران نیز در یک سیستم پیلوت ترکیبی CCHP^۵ برای یک ساختمان در سیسیل ایتالیا به صرفه جویی ۳۴ درصد در انرژی الکتریکی نسبت به سیستم تبریدی متعارف دست یافتند [۸]. همچنین مازی و همکاران نیز با مطالعه سیستم های HVAC دسیکنت در ساختمان های تجاری نتیجه گرفتند که استفاده از چرخ دسیکنت می تواند هزینه عملکرد سیستم را تا ۳۵ درصد کاهش دهد و اگر انرژی حرارتی هدررفته برای احیای دسیکنت استفاده شود، این مقدار تا ۸۵ درصد نیز افزایش خواهد یافت [۹]. این مطالعات نشان می دهد که چرخ های دسیکنت نه تنها به بهبود کیفیت هوا، بلکه به کاهش قابل توجه مصرف انرژی کمک می کنند. همچنین لیو و همکاران در سال ۲۰۰۷ با مقایسه سامانه هوای تازه اختصاصی (DOAS)^۶ مجهز به چرخ دسیکنت و سامانه متداول نشان دادند که در دبی جریان هوای ۰/۸۳۳ کیلوگرم بر ثانیه، سامانه ترکیبی می تواند مصرف انرژی کلی را ۶/۶ درصد کاهش دهد، اما در جریان های بزرگتر (۶/۶۶۷ کیلوگرم بر ثانیه) مصرف انرژی به دلیل افزایش انرژی احیا ۲۲/۵ درصد بیشتر از سامانه متعارف می شود. همچنین در این پژوهش مشاهده شد که مصرف انرژی چیلر در

4. Combined Heat and Power
5. Combined Cooling, Heating and Power
6. Dedicated Outdoor Air System

1. International Energy Agency
2. Heating, Ventilation, and Air Conditioning
3. National Renewable Energy Laboratory

همچنین در مطالعات تجربی، عملکرد سیستم‌های دسیکنت در شرایط واقعی اقلیم‌های مختلف بررسی شده است. کومار و آریا در سال ۲۰۲۰ با ساخت یک سامانه سرمایش دسیکنت جامد در اقلیم گرم و مرطوب هند نشان دادند که مؤثرترین سرعت چرخش برای بیشینه جذب و احیای رطوبت ۴۰ دور در ساعت است و راندمان عملکرد سیستم (COP) در طول روز بین ۰/۴۳ تا ۰/۵۴ متغیر است. یافته‌های آنان حاکی از آن است که راندمان چرخ در ساعات ظهر (به دلیل شدت تابش خورشید و امکان احیای بهتر) بالاتر است و سیستم می‌تواند در صورت استفاده از انرژی خورشیدی عملکرد مناسبی داشته باشد [۲۵]. همچنین مطالعه دیگری نشان می‌دهد که افزودن بازیاب انرژی (چرخ حرارتی یا رطوبتی) در سامانه تهویه، به‌ویژه در اقلیم‌های بسیار سرد، می‌تواند بیش از ۱۸ درصد در مصرف انرژی صرفه‌جویی ایجاد کند و هزینه انرژی بیمارستانی با مساحت ۲۵۰ هزار فوت مربع را سالانه تا ۲۷۵ هزار دلار کاهش دهد. این گزارش تأکید می‌کند که استفاده از بازیاب انرژی در سیستم‌های HVAC، یکی از اقدام‌های کلیدی برای کاهش مصرف انرژی در بیمارستان‌هاست [۳]. تسای و وو نیز در سال ۲۰۲۲ با ارائه یک مدل عددی جامع، بهینه‌سازی چرخ دسیکنت برای بازیابی آنتالپی در هتل‌های مناطق مرطوب را بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که در دمای احیا پایین (۸۰ درجه سلسیوس)، تقسیم ۵۰/۵۰ سطح چرخ برای بخش احیا و فرایند، ظرفیت جذب رطوبت حدود ۶ کیلوگرم در ساعت ایجاد می‌کند، درحالی‌که تقسیم ۲۵/۷۵ سطح چرخ تنها حدود ۴ کیلوگرم در ساعت رطوبت‌زدایی دارد. اما در دمای احیای بالا (۱۴۰ درجه سانتی‌گراد)، تقسیم ۲۵/۷۵ برای چرخ کارا تر است، زیرا تنها ۲۵ درصد از سطح نیاز به گرمایش دارد و همچنان ظرفیت رطوبت‌زدایی مطلوبی ارائه می‌دهد. این تحقیق همچنین نشان داد که افزایش سرعت چرخش، به‌ویژه در دماهای بالا، نقش مهمی در افزایش نرخ انتقال جرم دارد [۲۶].

یکی از مهم‌ترین جنبه‌های سیستم‌های دسیکنت، ارزیابی اقتصادی و دوره بازگشت سرمایه آن‌هاست. در دهه ۱۹۹۰ و اوایل ۲۰۰۰، وزارت انرژی ایالات متحده و آزمایشگاه ملی اوک‌ریج مطالعاتی درباره صرفه‌جویی انرژی و بازگشت سرمایه سیستم‌های پیش‌تهویه دسیکنت انجام دادند. این مطالعات نشان داد که در سامانه‌های کوچک با ظرفیت ۲۵۰۰ فوت مکعب در دقیقه، دوره بازگشت سرمایه کوتاه بوده و در سامانه‌های بزرگ حتی بازگشت سرمایه فوری اتفاق می‌افتد. همچنین جایگزینی روش پیش‌تهویه دسیکنت به جای روش سرمایش بیش از حد و بازگرمایش می‌تواند

سامانه ترکیبی کمتر است و ضریب عملکرد (COP)^۱ به نوع انرژی احیا و نسبت جریان هوا وابسته است [۱۰]. این نتایج نشان می‌دهد که طراحی بهینه نسبت‌های جریان فرایند و احیا، و همچنین انتخاب صحیح منبع حرارتی، نقش تعیین‌کننده‌ای در بازده انرژی دارد.

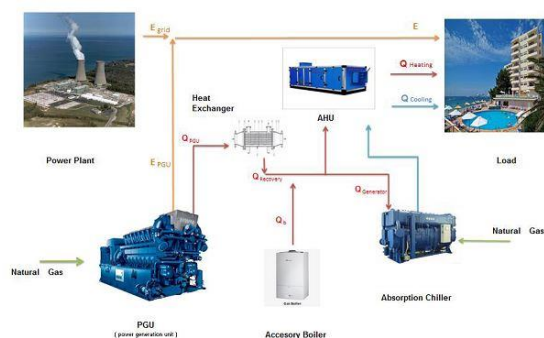
منابع تجاری و کاتالوگ‌های صنعتی نیز به مزایای بهره‌برداری از سیستم‌های دسیکنت در مراکز درمانی پرداخته‌اند. یکی از این منابع بیان می‌کند که استفاده از چرخ‌های دسیکنت برای کاهش رطوبت هوای تازه می‌تواند مصرف انرژی را بین ۲۰ تا ۳۰ درصد کاهش دهد و در شهر آتلانتا با دبی هوای ۱۰۰۰ فوت مکعب بر دقیقه، استفاده از چرخ دسیکنت باعث کاهش ۱/۳ تن ظرفیت سرمایش نسبت به سیستم‌های متعارف می‌شود [۳].

در سال‌های گذشته، تحقیقات تئوری متعددی برای توسعه مدل‌های انتقال جرم و حرارت در چرخ دسیکنت انجام شده است. در این تحقیقات به بررسی اثر نوع ماده جاذب، سرعت چرخش، نسبت دمای احیا، سرعت هوای فرایند، ضخامت دیواره، شکل مقطع کانال‌های چرخ و... بر روی ظرفیت رطوبت‌زدایی چرخ و راندمان آن پرداخته شده است [۱۱-۲۱]. برای مثال، گائو و همکاران با بررسی شکل مقطع کانال‌های چرخ، دریافتند که مقطع سینوسی حدود ۲۰ درصد ظرفیت رطوبت‌زدایی را نسبت به مقطع‌های مثلثی یا شش ضلعی افزایش می‌دهد [۲۲]. همچنین کامارگو و همکاران در سیستم سرمایشی ترکیبی تبخیری-دسیکنت نشان دادند که افزایش نسبت هوای احیا به هوای برگشتی، رطوبت هوای خروجی را کاهش و دمای آن را افزایش می‌دهد؛ همچنین افزایش دمای احیا باعث کاهش نسبت رطوبت هوای خروجی از دسیکنت می‌شود [۲۳]. دی‌آنتونلیس و همکاران نیز در سال ۲۰۱۵ با آزمایش ۵۶ حالت مختلف بر روی یک چرخ دسیکنت تجاری، همبستگی‌های ساده برای پیش‌بینی دمای خروجی و میزان حذف رطوبت ارائه کردند. آن‌ها نشان دادند که مدل پیشنهادی نسبت به روش‌های «پارامترهای ثابت» دقت بیشتری دارد. همچنین مشخص شد که افزایش سرعت جریان هوای فرایند موجب کاهش راندمان رطوبت‌زدایی می‌شود، در حالی که افزایش دمای احیا، سرعت هوا در بخش احیا و سرعت چرخش موجب افزایش راندمان می‌گردد. نتایج تجربی این پژوهش نشان داد که مدل‌های ساده‌شده می‌توانند با دقت مناسب عملکرد چرخ‌های دسیکنت را در شرایط مختلف پیش‌بینی کنند [۲۴].

اثرات به کارگیری چرخ دسیکنت در سیستم تهویه مطبوع چند مرکز درمانی در استان مرکزی و سپس توسعه ارزیابی و تحلیل فنی-اقتصادی در سطح کشور است.

علت انتخاب این مراکز، دسترسی به اطلاعات دقیق بهره‌برداری و امکان تعمیم نتایج به شرایط واقعی عملکردی و اقلیمی کشور بوده است.

شکل (۱)، سیکلی شامل هواساز، چیلر جذبی، مولد نیرو، بویلر و مبدل حرارتی را نشان می‌دهد. این سیکل، تولید همزمان برق، حرارت و سرمایش را امکان‌پذیر می‌سازد.



شکل (۱): سیکل تولید همزمان برق، حرارت و سرمایش

برای ارزیابی چنین سیکلی ابتدا بار سرمایشی و گرمایشی، میزان هوادهی ساختمان و پروفایل بار ساعتی سرمایش و گرمایش برای ماه‌های مختلف سال با استفاده از نرم‌افزارهای تخصصی به صورت دقیق تعیین می‌شود. با دانستن موارد فوق، پروفایل مصرف برق ساعتی و کلی با استفاده از چیلرهای جذبی و تراکمی متداول محاسبه می‌شود. سپس، با داشتن میزان بار سرمایشی و گرمایشی و میزان هوادهی مورد نیاز ساختمان، براساس کاتالوگ‌های شرکت‌های سازنده، هواساز و تجهیزات جانبی لازم (ازجمله چرخ دسیکنت و مبدل‌های بازیابی حرارت) انتخاب می‌شوند. سپس با تعیین پی‌درپی رطوبت خروجی از هواسازهای انتخابی، اندازه مناسب چرخ دسیکنت برای حذف مقدار مورد نیاز رطوبت هوای محیط (بار نهان) مشخص می‌شود. پس از آن، مقدار حرارت مورد نیاز برای احیای چرخ دسیکنت محاسبه می‌شود. با در اختیار داشتن تمام پروفایل‌های حرارتی و الکتریکی ساختمان، به کمک کدنویسی در محیط متلب و با استفاده از معادلات حاکم، می‌توان بهینه‌سازی نتایج و ارزیابی‌های فنی و اقتصادی را انجام داد.

در مدل‌سازی سیکل، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:

۱. واحد تولید توان و حرارت بین ۰-۱۰۰ درصد توان نامی خود می‌تواند کار کند و محدودیت‌های فنی این امر در نظر گرفته

سالانه حدود ۰/۳۲ کواد انرژی در ایالات متحده صرفه‌جویی کند [۶]. این یافته‌های کمی بیانگر آن است که با کاهش مصرف برق در هنگام پیک بار، می‌توان نیاز به ساخت نیروگاه‌های جدید را به تعویق انداخت و هزینه سرمایه‌گذاری ملی را کاهش داد.

با وجود پیشرفت‌های قابل توجه در مدل‌سازی و بهبود عملکرد چرخ‌های دسیکنت، بسیاری از تحقیقات پیشین به تجزیه و تحلیل سیستم در شرایط آزمایشگاهی یا بهینه‌سازی دستگاهی پرداخته‌اند و کمتر به ارزیابی فنی-اقتصادی در مقیاس ساختمانی و به‌ویژه مراکز درمانی پرداخته‌اند. برای نمونه، علاوه بر مطالعات بنیادین که تمرکز بر انتقال جرم و حرارت داشتند، تحقیقات کمی درباره تحلیل اقتصادی استفاده از چرخ دسیکنت در تولید همزمان برق و حرارت (CHP) و اثر آن بر کاهش مصرف برق شبکه انجام شده است. مطالعات گذشته غالباً به یک اقلیم یا ساختمان خاص محدود شده و کمتر به رویکرد پارامتریک برای اقلیم‌های مختلف و ظرفیت‌های متفاوت هواسازها پرداخته‌اند. همچنین اکثر مطالعات به نتایج عددی صرفه‌جویی در مصرف برق یا هزینه‌های بازگشت سرمایه اشاره نکرده‌اند. علاوه بر این، ارزیابی عملکرد و اقتصادی این سیستم‌ها در اقلیم‌های مختلف ایران، به‌ویژه در مراکز درمانی، کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. در نتیجه، پژوهش حاضر با هدف پر کردن این خلأ، به ارزیابی فنی-اقتصادی کاربرد چرخ دسیکنت در سیستم‌های تهویه مطبوع مراکز درمانی ایران می‌پردازد. در این مطالعه، تأثیر پارامترهایی نظیر ظرفیت نامی هواساز، شرایط آب‌وهوایی اقلیم‌های مختلف و هزینه‌های سرمایه‌گذاری بررسی می‌شود. این پژوهش می‌تواند راهنمایی عملی برای سیاست‌گذاران و مدیران مراکز درمانی در انتخاب فناوری‌های کارآمد و پایدار ارائه دهد.

۲. توصیف مسئله

مراکز درمانی به واسطه حساسیت بسیار بالا نسبت به شرایط دمایی، رطوبتی و کیفیت هوا، نیازمند سیستم تهویه مطبوع دقیق هستند. سیستم‌های سرمایشی موجود در مراکز درمانی، عموماً مبتنی بر فناوری تبرید تراکمی و چیلرها هستند که مصرف برق بالایی دارند. این موضوع منجر به افزایش هزینه‌های بهره‌برداری و فشار بر شبکه برق می‌شود. همچنین، تأمین شرایط آسایش در این مراکز نیازمند کنترل همزمان رطوبت و دما در بازه استاندارد است. این موضوع با توجه به شرایط متنوع اقلیمی کشور، یک چالش جدی محسوب می‌شود. در چنین شرایطی، به کارگیری فناوری‌های نوینی مانند چرخ دسیکنت، علاوه بر کاهش مصرف برق، می‌تواند موجب بهبود پایداری عملکرد سیستم تهویه مطبوع شود. هدف از این مطالعه، ارزیابی پارامتریک

نشده است.

۲. شرایط off-design بر روی عملکرد و خروجی واحد تولید توان تأثیری ندارد.

۳. شرایط بار جزئی بر روی عملکرد و خروجی واحد تولید توان تأثیری ندارد.

در این پژوهش، برای مدل‌سازی سیکل CCHP مجهز به چرخ دسیکنت، پارامترهای کلیدی همچون ظرفیت نامی سیستم هواساز، الگوی ساعات کارکرد سالانه (با فرض ۱۲۰ روز کاری و ۱۶ ساعت در روز)، بازده چرخ دسیکنت و دمای احیا در بازه ۶۰ تا ۷۶ درجه سانتی‌گراد لحاظ شده است. فرض بر این است که عملکرد دستگاه در شرایط طراحی (On-Design) و با استفاده از سوخت گاز طبیعی برای احیای چرخ صورت می‌گیرد؛ هرچند امکان استفاده از انرژی خورشیدی یا حرارت بازیافتی نیز به صورت سناریوی جایگزین وجود دارد. مقادیر تلفات شبکه برق ۱۰ درصد و میانگین راندمان نیروگاه گازی ۳۷ درصد برای محاسبات هزینه و آلاینده‌گی لحاظ گردیده است.

شبیه‌سازی جریان انرژی و بار سرمایشی ابتدا براساس داده‌های تجربی درمانگاه‌های استان مرکزی انجام شده و سپس به سطح ملی تعمیم یافته است. تمامی محاسبات مصرف آب براساس ظرفیت هوادهی هواسازها و ضرایب تجربی پیشنهادشده در استاندارد ASHRAE^۱ است. همچنین هزینه‌های مربوط به تجهیزات بر پایه قیمت بازار سال ۱۴۰۱ و هزینه‌های بهره‌برداری بر مبنای نرخ گاز و برق همان سال اخذ شده است.

۱.۲. معادلات حاکم

یکی از مهم‌ترین معادلات حاکم بر سیکل‌های تولید همزمان برق، سرمایش و حرارت، معادله موازنه انرژی الکتریکی برای سیستم ترکیبی است که به صورت زیر بیان می‌شود:

$$E_{grid} + E_{pgu} = E_{demand} + E_{system} \quad (۱)$$

که در آن، E_{grid} توان الکتریکی دریافتی از شبکه، E_{pgu} توان تولیدی موتور گازسوز، E_{demand} توان مورد نیاز ساختمان و E_{system} توان مورد نیاز تجهیزاتی مانند پمپ‌ها و سایر تجهیزات متفرقه است. معادله مهم دیگر در این زمینه، موازنه حرارتی سیکل است که به شرح زیر بیان می‌شود:

$$Q_{recovery} + Q_{boiler} = Q_{generator} + Q_{regeneration} + Q_{heating} \quad (۲)$$

که در آن، $Q_{recovery}$ میزان حرارت بازیافتی از PGU، Q_{boiler} میزان حرارت تولیدی بویلر کمکی، $Q_{generator}$ حرارت مورد نیاز برای فعال‌سازی چیلر جذبی، $Q_{regeneration}$ حرارت لازم برای احیای چرخ دسیکنت و $Q_{heating}$ میزان حرارت مورد نیاز برای تأمین بار گرمایشی و آب گرم بهداشتی ساختمان است. علاوه بر روابط (۱) و (۲) که در واقع معادلات موازنه انرژی الکتریکی و حرارتی سیکل هستند، سایر معادلات حاکم نیز به شرح زیر است [۲۷]:

$$Q_{recovery} = F_{pgu} * \eta_{rec} (1 - \eta_e) \quad (۳)$$

در این رابطه، $Q_{recovery}$ بیانگر میزان حرارت بازیافتی از PGU^۲ است که می‌تواند از بخش‌هایی مانند آگروز، مدار خنک‌کننده پوسته موتور یا سیکل روغن‌کاری بازیابی شود. همچنین F_{pgu} میزان سوخت مصرفی PGU، η_{rec} بازدهی فرایند بازیاب حرارتی و η_e بازدهی تولید توان الکتریکی PGU را نشان می‌دهد. رابطه بعدی بیانگر میزان سوخت مصرفی برای مصرف مقدار معینی توان الکتریکی در ساختمان مورد مطالعه است. این سوخت می‌تواند یا در نیروگاه یا در محل مصرف، برای تولید توان به کار رود. همچنین ممکن است ترکیبی از این دو حالت استفاده شود:

$$F = F_{on-site} + \frac{E_{grid}}{\eta_{grid} * \eta_{sp}} * U \quad (۴)$$

$$F_{on-site} = F_{pgu} + F_b \quad (۵)$$

در این روابط، F میزان کل مصرف سوخت، $F_{on-site}$ میزان مصرف سوخت PGU و F_b میزان مصرف، همگی برحسب مترمکعب بر ساعت، E_{grid} توان خریداری شده از شبکه و η_{sp} بازدهی تولید توان نیروگاه‌های عمومی بوده و U نیز به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$U = \begin{cases} 1, & E_{grid} > 0 \\ 0, & E_{grid} < 0 \end{cases} \quad (۶)$$

متغیر U بیانگر وجود یا نبود توان خریداری شده از شبکه است. اگر توان تولیدی PGU بیشتر از E_{demand} باشد، نیازی به خرید برق از شبکه وجود ندارد و مقدار U برابر صفر است. اگر میزان مصرف از حداکثر توان خروجی PGU بیشتر شود، جبران مازاد مصرف از شبکه سراسری صورت می‌گیرد و در این حالت مقدار U برابر با یک خواهد بود.

پس از تبدیل تمامی مصارف حرارتی، برودتی و الکتریکی به یک پارامتر هدف به نام «سوخت»، با طراحی الگوریتم و حل مرحله به مرحله معادلات، به هدف نهایی نزدیک می‌شوند. اگر فرض شود PGU با حداکثر توان نامی خود در حال تولید توان باشد و به میزان F_{max} سوخت مصرف کند، با توجه به روابط (۱) تا (۶) می‌توان

داده‌های مربوط به مصارف حرارتی و الکتریکی مراکز درمانی، می‌توان هزینه‌های جاری سالیانه را محاسبه و با حالت معمول مقایسه کرد.

۴. مدل‌سازی

ابتدا سیکل حرارتی در یک درمانگاه واقع در شهر اراک به‌عنوان نمونه بررسی و مدل‌سازی شده است. سپس این مدل به کل کشور تعمیم داده می‌شود و میزان صرفه‌جویی انرژی محاسبه خواهد شد. برای تأمین برق، بار حرارتی و برودتی یک درمانگاه در شهر اراک از سیکلی مطابق شکل (۱) استفاده شده است. اجزای این سیکل عبارت‌اند از:

۱. موتور احتراق داخلی گازسوز و ژنراتور متصل به آن؛
۲. مجموع مبدل‌های مورد نیاز برای تأمین بارهای حرارتی شامل بار گرمایش ساختمان، بار حرارتی تولید آب گرم بهداشتی و بار حرارتی لازم برای احیای چرخ دسیکنت؛
۳. چرخ دسیکنت؛
۴. چیلر جذبی مجهز به مبدل‌های بازیاب حرارتی؛
۵. هواساز مجهز به چرخ دسیکنت، مبدل بازیابی حرارت محسوس و سایر متعلقات از قبیل کویل‌های حرارتی و برودتی و ...؛
۶. بویلر کمکی؛
۷. تجهیزات کنترلی.

موتور احتراق داخلی با مصرف گاز، توان الکتریکی مورد نیاز ساختمان را تأمین می‌کند. گازهای داغ خروجی حاصل از احتراق، در مبدل حرارتی بازیابی می‌شوند و حرارت بازیافتی در نقاط مورد نیاز ساختمان مصرف می‌گردد. در برخی چیلرهای جذبی، به‌دلیل ساختار خاص مبدل، می‌توان دود حاصل از احتراق را مستقیماً وارد محفظه ژنراتور کرد. برای سادگی معادلات نیز می‌توان این حالت را فرض نمود. اگر حرارت بازیافتی پاسخ‌گوی بارهای حرارتی ساختمان نباشد، بویلر کمکی برای تأمین حرارت باقی‌مانده به کار خواهد رفت. همچنین، اگر تقاضای برق ساختمان بیش از توان تولیدی واحد باشد، از برق شبکه استفاده می‌شود. در صورت تولید مازاد، توان اضافی می‌تواند به شبکه فروخته شود. برای شبیه‌سازی عددی سیکل تهویه مطبوع مجهز به چرخ دسیکنت، ابتدا معادلات موازنه انرژی و جرم، پارامترهای سیکل و ویژگی‌های ترمودینامیکی هوای ورودی متناسب با شرایط هر مرکز درمانی، به‌همراه الگوریتم عددی در محیط متلب یا اکسل مدل‌سازی می‌شود. سپس، حل گام‌به‌گام معادلات برای هر سناریوی استانی و کشوری انجام می‌گیرد.

جمله شرطی زیر را برای ارزیابی وضعیت توان تولیدی نسبت به توان مصرفی بیان کرد:

$$\frac{Q_c}{c.o.p_{ac}} + \frac{Q_h}{\eta_h} + Q_{gen} > Frec_{e_{max}} \quad (7)$$

آن‌گاه:

$$F = F_{max} + \frac{\frac{Q_c}{c.o.p_{ac}} + \frac{Q_h}{\eta_h} + Q_{gen} - Frec_{e_{max}}}{\eta_b \frac{E_{grid}}{\eta_{Grid} * \eta^{sp}}} \quad (8)$$

جایی که:

$$E_{grid} = E + Ep - Fe_{max} \quad (9)$$

اگر رابطه شرطی (۷) برقرار نباشد، آن‌گاه:

$$F = \frac{\frac{Q_c}{c.o.p_{ac}} + \frac{Q_h}{\eta_h} + Q_{gen}}{\eta_{rec}(1-\eta_e)} + \frac{E_{grid}}{\eta_{Grid} * \eta^{sp}} * U \quad (10)$$

برای تکمیل روابط، لازم است به معادلات یک سیستم متعارف تولید توان نیز ارائه شود تا با مقایسه آن با سیستم CCHP، معیار مناسبی برای ارزیابی این سیستم‌ها به دست آید. در یک سیستم متعارف، میزان کل سوخت مصرفی که به‌ازای آن نیازهای حرارتی و الکتریکی ساختمان مورد مطالعه تأمین می‌شود، از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$F^{sp} = \frac{E_{demand}}{\eta_{grid} * \eta^{sp}} + \frac{E_{system}^{sp}}{\eta_{Grid} * \eta^{sp}} + \frac{Q_h}{\eta_b} + \frac{Q_{gen}}{\eta_{rec} * (1-\eta_e)} \quad (11)$$

۳. بهینه‌سازی مسئله

با توجه به معادلات حاکم، مقادیر E_{Demand} ، $Q_{Cooling}$ ، $E_{Regeneration}$ به‌صورت جداگانه محاسبه می‌شوند. سایر پارامترها نیز با استفاده از کدنویسی در نرم‌افزار متلب محاسبه خواهند شد. همچنین، از آنجاکه برای کدنویسی به الگوریتم حل نیاز است، شکل (۲) فرایند الگوریتم حل مسئله را جهت بهینه‌سازی نمایش می‌دهد.



شکل (۲): الگوریتم بهینه‌سازی مسئله

مطابق با شکل (۲)، پس از تعیین بیشترین مقدار PES^۱ که بیانگر حداکثر صرفه‌جویی انرژی سیستم CCHP نسبت به سیستم متعارف است، توان بهینه خروجی PGU محاسبه شده و سایر پارامترهای مرتبط نیز به‌صورت زنجیروار تعیین می‌شوند. پس از مشخص شدن توان و به دنبال آن میزان مصرف سوخت PGU، و با در اختیار داشتن

1. Primary Energy Saving

۵. نتایج و بحث

در اقلیم‌های مختلف ایران، دما و رطوبت هوای محیط اثر تعیین‌کننده‌ای بر کارایی چرخ دسیکنت دارند. در مناطق مرطوب جنوبی و شمالی، میزان رطوبت‌زدایی و صرفه‌جویی انرژی بیشتر است. اما در مناطق گرم و خشک، کاهش مصرف انرژی برای احیای چرخ برجسته‌تر خواهد بود.

به‌عنوان یک مطالعه موردی، جدول (۱) ظرفیت مورد استفاده در درمانگاه دلیجان را نشان می‌دهد. این درمانگاه دارای پنج هواساز و یک چیلر است. همچنین در این جدول، میزان صرفه‌جویی در مصرف برق با استفاده از سیستم دسیکنت آورده شده است.

جدول (۱): میزان صرفه‌جویی در مصرف برق در درمانگاه دلیجان

ردیف	ظرفیت هواساز cfm	ظرفیت کویل سرمایی MBH	ظرفیت واقعی Ton	مصرف برق KW	کاهش میزان مصرف KW
۱	۱۳۰۰	۵۱/۵	۵/۱۵		
۲	۱۸۰۰	۷۶/۱	۷/۶۱		
۳	۳۱۰۰	۱۴۹/۱	۱۴/۹۱		
۴	۵۱۵۰	۱۲۷/۳	۱۲/۷۳		
جمع			۴۰/۴	۴۸	۳۱/۱۲

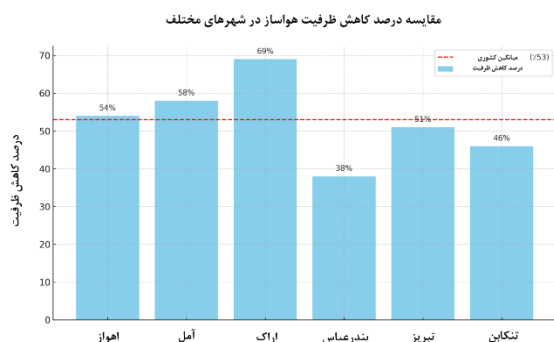
همان‌طور که در جدول (۱) آمده است، ظرفیت واقعی با در نظر گرفتن ضریب اطمینان ۱۰ درصد برای چیلر محاسبه شده است. به همین صورت، جدول (۲) میزان ظرفیت واقعی، مصرف برق و صرفه‌جویی حاصل از استفاده از چرخ دسیکنت در درمانگاه‌های مختلف استان مرکزی را نشان می‌دهد.

جدول (۲): میزان صرفه‌جویی در مصرف برق در درمانگاه‌های استان مرکزی

درمانگاه	ظرفیت واقعی Ton	مصرف برق KW	کاهش میزان مصرف KW
زرنديه	۲۹/۸۳	۴۰/۷	۲۸/۰۸۳
خمین	۲۹/۵۹	۴۰/۶	۲۸/۰۱۴
پلی‌کلینیک امام خمینی	۲۸/۴	۴۲/۶	۲۹/۳۹۴
محلات	۱۱/۵	۱۹/۵	۱۳/۴۵۵
شازند	۲۷/۳	۴۲/۳	۲۹/۱۸۷
بیمارستان ساوه	۲۴۳/۲۹	۲۹۱	۲۰۰/۷۹
بیمارستان شازند	۱۴۴/۵	۱۳۳/۶	۹۲/۱۸۴
بیمارستان خوانساری	۱۵۲/۸	۱۷۱	۱۱۷/۹۹
بیمارستان ولیعصر	۸۳۱/۳	۸۱۰	۵۵۸/۹
بیمارستان امیرالمؤمنین	۴۲۹/۳	۳۹۵	۲۷۲/۵۵
مرکز تخصصی زنان	۱۲۹/۵۵	۱۳۷	۹۴/۵۳
اورژانس سوختگی	۱۴۳/۱	۱۷۹/۴	۱۲۳/۷۸
کلینیک سردشت	۲۴/۵	۳۶	۲۴/۸۴
کلینیک هپکو	۲۴/۵	۳۶	۲۴/۸۴
جمع	۲۴۲۲/۷	۲۴۲۲/۷	۱۲۱۷/۴۳۶

1. Cubic Feet per Minute
2. Thousand BTUs per Hour

همچنین در شکل (۳) نیز درصد کاهش ظرفیت سرمایش هواساز برحسب هوای برگشتی چرخ انرژی ریکاوری در شهرهای مختلف نشان داده شده است.



شکل (۳): درصد کاهش ظرفیت سرمایش هواساز برحسب هوای برگشتی چرخ انرژی ریکاوری در شهرهای مختلف

نتایج ارائه‌شده در شکل (۳) براساس شبیه‌سازی و تحلیل عددی بار سرمایش مورد نیاز مراکز درمانی مختلف و بهره‌گیری از مدل‌های انرژی ریکاوری با چرخ دسیکنت به دست آمده است. برای هر شهر، داده‌های واقعی شرایط آب‌وهوایی، ظرفیت هواسازها و ساعات عملکرد سالیانه، جمع‌آوری و در مدل وارد شده‌اند. سپس با اجرای سناریوی استفاده از چرخ انرژی ریکاوری در سیستم تهویه، کاهش ظرفیت سرمایش مورد نیاز برحسب هوای برگشتی محاسبه شده و درصد کاهش، در شکل (۳) منعکس شده است. تمامی محاسبات براساس استانداردهای ASHRAE و با بهره‌گیری از نرم‌افزارهای تخصصی تهویه مطبوع انجام شده و نتایج حاصل از صحت‌سنجی با مقادیر منابع معتبر مقایسه شده است.

جدول (۳) نیز میزان صرفه‌جویی از سیستم دسیکنت در هواسازها برای استان مرکزی و کل کشور را نشان می‌دهد.

جدول (۳): مقایسه میزان صرفه‌جویی در استان مرکزی و کل کشور

نام	جمعیت	درصد کاهش ظرفیت هواساز	میزان صرفه‌جویی KW	مجموع ظرفیت هواساز cfm
استان مرکزی	۱۴۲۹۴۷۵	۶۹	۱۲۱۷/۴۳۶	۶۹۴۲۸۵
کل کشور	۸۶۷۲۲۱۶۲	۵۳	۵۶۷۳۲	۴۲۱۲۰۲۸۶

براساس جدول (۳)، صرفه‌جویی سالانه در مراکز درمانی سراسر کشور با استفاده از سیستم دسیکنت در هواسازها حدود ۵۶۷۳۲ کیلووات برآورد می‌شود. با احتساب ۱۰ درصد تلفات شبکه، این مقدار معادل ظرفیت یک نیروگاه ۶۳ مگاواتی است. بنابراین، صرفه‌جویی انرژی حاصل می‌تواند نیاز به احداث یا فعالیت نیروگاه‌های کوچک جدید را کاهش داده و در کاهش سرمایه‌گذاری در بخش تولید برق نقش مؤثری داشته باشد.

۲۲/۵ ساعت در نظر گرفته شود، مصرف آب سالیانه کل هواسازهای کشور با اضافه کردن ایرواشر و سیستم دسیکنت ۱۲۱۱۱۶۹ متر مکعب می‌شود. با توجه به قیمت تمام‌شده هر متر مکعب آب در سال ۱۴۰۱ که حدوداً برابر با ۰/۲۶ یورو بوده است، هزینه تمام‌شده آب مصرفی سیستم جدید در سال ۳۱۴۹۰۴ یورو پیش‌بینی می‌شود.

علاوه‌بر این، افزایش دمای احیا موجب بهبود عملیات رطوبت‌زدایی (عملکرد اصلی چرخ) می‌شود، درحالی‌که انجام این امر مستلزم صرف انرژی بیشتر بوده و صرف انرژی بیشتر را می‌توان به معنای صرف هزینه عملکرد بالاتر برای چرخ دانست. ازطرف دیگر، دمای احیای بالاتر به معنای استفاده از انرژی حرارتی با کیفیت بالاتر است. برای نمونه برای دمای بین ۶۰ تا ۷۰ درجه سانتی‌گراد می‌توان از انرژی خورشیدی به‌عنوان یک منبع رایگان انرژی حرارتی استفاده نمود، درحالی‌که برای رسیدن به دماهای بالاتر باید از منابعی همچون گاز طبیعی و یا گازهای حاصل از احتراق استفاده نمود.

عملکرد چرخ دسیکنت با انجام محاسبات بهینه‌یابی بین رطوبت‌زدایی صورت‌گرفته و انرژی حرارتی مورد نیاز برای آن مشخص می‌شود. از آنجاکه برای گاز طبیعی این محاسبات انجام شده، پس برای محاسبه مقدار گرمای مورد نیاز جهت احیای چرخ دسیکنت، شرایط هوای ورودی به چرخ ۳۷ درجه سانتی‌گراد (± 1) و رطوبت نسبی ۲۵ درصد (± 2) در نظر گرفته شده است. دمای احیا نیز ۷۶ درجه سانتی‌گراد و راندهان حرارتی برابر با ۲۰ درصد لحاظ شده است [۲۸]. بنابراین، به‌ازای هر ۵۰۰۰ cfm هوای تازه مقدار گرمای مورد نیاز برای احیای چرخ دسیکنت به‌ازای هر ۵۰۰۰ cfm هوای تازه، ۳۸۴۸۸۷ btu/hr و مقدار گاز مورد نیاز برای احیای دسیکنت ۱۱/۳۰۲ m³/hr محاسبه می‌شود. همچنین با توجه به کاتالوگ شرکت سازنده چرخ دسیکنت، در ۲۴۵۰۰ cfm هوای تغذیه، ۵۰۰۰ cfm هوای تازه و ۱۹۵۰۰ cfm هوای برگشتی وجود دارد و از آنجاکه ظرفیت کل هوادهی هواسازها مطابق با جدول (۳) برابر با ۴۲۱۲۰۲۸۶ cfm است، پس مقدار گاز مورد نیاز به‌منظور احیای دسیکنت طبق جدول (۵) به دست خواهد آمد.

جدول (۵): مقادیر مصرف گاز طبیعی در چرخ دسیکنت	
مقدار گاز مورد نیاز برای احیای دسیکنت کل هواسازها (m ³ /hr)	۱۹۴۳۰
تعداد روزهای استفاده از هواسازها در سال	۳۵۵
ساعت کارکرد هواسازها در هر روز	۲۲/۵
اضافه مصرف گاز سالیانه کل برای هواسازهای کشور با اضافه کردن سیستم دسیکنت (متر مکعب)	۱۵۵۱۹۷۱۲۵

همچنین تعداد هواسازها برای استفاده از سیستم ترکیبی دسیکنت که برای درمانگاه‌های استان مرکزی و کل کشور پیش‌بینی شده، به‌ترتیب برابر با ۱۰۶ و ۶۴۳۱ است. جدول (۴) هزینه تغییر سیستم‌های هواساز به‌ازای هر دستگاه و هزینه تغییر کل سیستم کشور را برحسب یورو مشخص نموده است.

جدول (۴): هزینه تغییر سیستم‌های هواساز	
هزینه تغییر هر دستگاه هواساز	۱۱۲۰۰ یورو
هزینه تغییر سیستم‌های هواساز کل کشور	۷۲۰۲۷۲۰۰ یورو

در برآورد هزینه‌های سیستم جدید، الزامات استانداردهای بهداشتی (نصب فیلترهای مخصوص و استفاده از مواد مناسب برای فضاها درمانی) به‌طور کامل لحاظ شده است. با توجه به نرخ برابری دلار و یورو حدوداً برابر با ۰/۹۴ و از آنجاکه ۷۰۰ دلار برای چرخ ریکاوری انرژی، ۲۰۰۰ دلار برای چرخ دسیکنت و ۹۳۰۰ دلار برای هواساز جدید نیاز است، در جدول (۴) قیمت به یورو تبدیل شده است. همچنین، اگر هزینه تولید هر کیلووات ساعت برق با نرخ گاز آزاد در ایران برابر با ۰/۱۷ یورو و میزان صرفه‌جویی حاصل از سیستم دسیکنت در هواسازها ۵۶۷۳۲ کیلووات باشد، با فرض ۱۲۰ روز استفاده و ۱۶ ساعت کارکرد روزانه چیلر، صرفه‌جویی سالانه در برق مصرفی چیلرها برابر با ۱۰۸۹۲۵۰۲۸ کیلووات ساعت (تقریباً ۱۰۸/۹ گیگاوات ساعت) خواهد بود. در نتیجه، صرفه‌جویی ارزی سالانه در برق مصرفی چیلرها با استفاده از سیستم دسیکنت در هواسازها برابر با ۱۸۵۱۷۲۵ یورو پیش‌بینی می‌شود.

همچنین هزینه‌های خارجی گازهای آلاینده نیروگاه گازی براساس مطالعات آژانس حفاظت محیط‌زیست آمریکا (EPA) به‌ازای هر کیلووات ساعت تولید برابر با ۰/۱۷۷ یورو و با در نظر گرفتن بازده ۳۷ درصدی نیروگاه‌ها برابر با ۰/۴۷۸ یورو خواهد بود. پس با توجه به این مقادیر، صرفه‌جویی ارزی سالانه در هزینه‌های خارجی گازهای آلاینده نیروگاه گازی برابر با ۵۲۰۱۴۰۰ یورو تخمین زده می‌شود.

همچنین، مصرف آب ایرواشر برای هر ۱۰۰۰ cfm ظرفیت هوادهی، معادل ۰/۰۶ GPM^۲ است. با توجه به مجموع ظرفیت هوادهی کل کشور (برابر با ۴۲۱۲۰۲۸۶ cfm، مطابق با جدول (۳)، مصرف لحظه‌ای آب کل هواسازها پس از افزودن ایرواشر و سیستم دسیکنت حدود ۲۵۲۷/۲۲ GPM برآورد می‌شود. اگر تعداد روزهای استفاده از هواساز برابر با ۳۵۵ روز و ساعت کارکرد آن در هر روز

1. Environmental Protection Agency
2. Gallons Per Minute

چرخ دسیکنت در مراکز حساس درمانی را از نظر اقتصادی، انرژی و زیست‌محیطی به‌خوبی تبیین می‌کند.

۶. جمع‌بندی و نتیجه‌گیری

در این مقاله، تحلیل فنی و اقتصادی کاربرد چرخ دسیکنت در هواسازهای مراکز درمانی ارائه شده است. ابتدا رفتار ترمودینامیکی سیستم دسیکنت و الزامات عملکردی آن بررسی شده و سپس، با استفاده از داده‌های عملیاتی درمانگاه‌های استان مرکزی و تعمیم نتایج به سطح کشور، اثرات این فناوری بر مصرف انرژی، هزینه‌های بهره‌برداری و انتشار آلاینده‌های زیست‌محیطی ارزیابی گردیده است.

نتایج نشان می‌دهد که به‌کارگیری سیستم دسیکنت در مراکز درمانی به‌طور متوسط باعث کاهش قابل توجه مصرف برق نسبت به سیستم‌های متداول می‌شود. این صرفه‌جویی به‌ویژه در مراکز با ظرفیت‌های بالای هواساز چشمگیرتر است. در سطح ملی نیز استفاده گسترده از این فناوری معادل جایگزینی چندین نیروگاه کوچک برق خواهد بود. همچنین طبق محاسبات اقتصادی اگرچه هزینه سرمایه‌گذاری اولیه و مصرف گاز افزایش می‌یابد، مجموع صرفه‌جویی‌های ناشی از کاهش مصرف برق و آلاینده‌ها موجب دوره بازگشت سرمایه قابل قبول (تقریباً ۱۲ سال) می‌شود. در صورت ساخت تجهیزات در داخل کشور، این دوره حتی می‌تواند کمتر گردد. البته تغییرات احتمالی در قیمت سوخت، تعرفه‌های انرژی و سیاست‌های حمایتی دولت نیز ممکن است بر دوره بازگشت سرمایه و استمرار این فناوری تأثیرگذار باشد.

دستاوردهای اصلی این تحقیق به شرح زیر است:

- ✓ صرفه‌جویی سالانه معادل با ۱۰۸/۹ گیگاوات ساعت برق با اجرای سراسری سیستم دسیکنت در هواسازهای مراکز درمانی کشور؛
- ✓ کاهش هزینه‌های ارزی ناشی از مصرف برق و آلودگی نیروگاهی به میزان بیش از ۷ میلیون یورو در سال؛
- ✓ بازگشت سرمایه طرح در مدتی کمتر از ۱۲ سال؛
- ✓ امکان استفاده از منابع حرارتی با کیفیت پایین، مانند انرژی خورشیدی، به‌عنوان جایگزین گاز طبیعی برای احیای چرخ؛
- ✓ فراهم شدن زمینه صرفه‌جویی معادل ظرفیت چندین نیروگاه کوچک گازی، بدون نیاز به سرمایه‌گذاری در ساخت نیروگاه جدید.

اگرچه نتایج این مطالعه نشان‌دهنده مزایای فنی و اقتصادی کاربرد چرخ دسیکنت است، اجرای گسترده این فناوری با چالش‌هایی همراه است. از مهم‌ترین چالش‌ها می‌توان به هزینه بالای خرید و نصب

با توجه به جدول (۵) و با توجه به قیمت هر متر مکعب گاز طبیعی در ایران که حدوداً برابر با ۰/۰۹۹ دلار است، قیمت اضافه مصرف گاز سالیانه کل برای هواسازهای کشور با اضافه نمودن سیستم دسیکنت برابر با ۱۵۳۶۴۵۱۵ دلار (و یا ۱۴۴۴۲۶۴۴ یورو) تخمین زده می‌شود. در جدول (۶) مقدار صرفه‌جویی در مصرف و مقدار هزینه اضافه سالیانه نشان داده شده است.

جدول (۶): مقادیر مصرف و صرفه‌جویی

هزینه تغییر سیستم‌های هواساز کل کشور	۷۲۰۲۷۲۰۰ یورو
هزینه آب مصرفی	۳۱۴۹۰۴ یورو
هزینه اضافه مصرف سالیانه گاز	۱۴۴۴۲۶۴۴ یورو
مجموع هزینه‌های تغییر سیستم	۸۶۷۸۴۷۴۸ یورو
صرفه‌جویی سالیانه در برق مصرفی چیلرها	۱۸۵۱۷۲۵ یورو
صرفه‌جویی سالیانه در هزینه گازهای آلاینده	۵۲۰۱۴۰۰ یورو
مجموع صرفه‌جویی سالیانه	۷۰۵۳۱۲۵ یورو
زمان بازگشت هزینه تغییر سیستم کل کشور	تقریباً ۱۲ سال

با توجه به جدول (۶) تغییر سیستم بعد از ۱۲ سال هزینه‌های انجام‌شده را بازگشت می‌دهد. بنابراین، بعد از گذشت ۱۲ سال می‌توان صرفه اقتصادی را برای چرخ دسیکنت در نظر گرفت. شایان ذکر است که براساس جدول (۶)، تغییر سیستم‌های هواساز کل کشور بیشترین هزینه را در این طرح به خود اختصاص داده است و در صورتی که به‌جای واردات، این سیستم‌های هواساز مبتنی‌بر چرخ دسیکنت در داخل ساخته شوند، هزینه‌های تغییر سیستم به مقدار قابل توجهی پایین آمده و زمان بازگشت سرمایه نیز از ۱۲ سال بسیار کمتر خواهد شد. همچنین، قیمت گاز مصرفی براساس سیاست‌گذاری فعلی قیمت انرژی، تأثیر چندانی بر روی زمان بازگشت سرمایه نداشته و حتی اگر قیمت گاز ۵۰ درصد افزایش پیدا کند، زمان بازگشت سرمایه تنها مقدار کمی زیاد شده و از ۱۲ سال به ۱۳ سال می‌رسد.

درمجموع، نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهد که با جایگزینی سیستم دسیکنت در تمامی هواسازهای مراکز درمانی کشور، صرفه‌جویی سالانه‌ای بالغ بر ۱۰۸/۹ گیگاوات ساعت برق فراهم می‌شود. قاعدتاً افزایش مصرف گاز طبیعی به‌واسطه احیای چرخ دسیکنت وجود دارد، اما مجموع صرفه‌جویی اقتصادی در هزینه برق و کاهش آلاینده‌ها آن را پس از مدتی جبران می‌کند. همچنین، با کاهش انتشار متوسط گازهای گلخانه‌ای و هزینه‌های اجتماعی مرتبط با آلاینده‌ها، سیستم دسیکنت باعث صرفه‌جویی ارزی بیش از ۵ میلیون یورو در سال به‌دلیل کاهش آلاینده‌ها خواهد شد. این یافته‌ها اهمیت استفاده از

اجرای این فناوری اثرگذار باشد. بنابراین، انجام مطالعات تکمیلی متناسب با شرایط هر مرکز، برنامه‌ریزی برای آموزش‌های فنی و انتخاب بهترین سناریوی تأمین انرژی پیشنهاد می‌شود تا ریسک‌های فنی و اقتصادی به حداقل برسد.

تجهیزات، نیاز به زیرساخت مناسب برای تأمین انرژی حرارتی کافی (به‌ویژه برای احیای چرخ)، محدودیت در استفاده از منابع انرژی حرارتی کم‌کیفیت در همه مراکز، الزامات بهداشتی و استانداردهای تهویه مطبوع مراکز درمانی و همچنین مسائل نگهداری و پشتیبانی فنی اشاره کرد. همچنین، تغییرات احتمالی در قیمت سوخت، تعرفه‌های انرژی و سیاست‌های دولت می‌تواند بر بازگشت سرمایه و ادامه

مراجع

- [1] Mastrucci, A., Boza-Kiss, B., van Ruijven, B. "Towards net-zero emissions in global residential heating and cooling: a global scenario analysis", Climatic Change, Vol. 178, No. 4, pp. 1–22, April 2025, <https://doi.org/10.1007/s10584-025-03923-6>.
- [2] Delgado, A., Keene, K., Wang, N. "Integrating health and energy efficiency in healthcare facilities", Pacific Northwest National Lab. (PNNL), Richland, WA (United States), March 2021.
- [3] Hendron, R., Leach, M., Bonnema, E., Shekhar, D., Pless, S. "Advanced Energy Retrofit Guide (AERG): Practical Ways to Improve Energy Performance; Healthcare Facilities", National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO (United States), Sep. 2013.
- [4] Pesaran, A. A., Penney, T. R., Czanderna, A. W. "Desiccant cooling: state-of-the-art assessment", National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO (United States), Oct. 1992.
- [5] O'Connor, D., Calautti, J. K., Hughes, B. R. "A novel design of a desiccant rotary wheel for passive ventilation applications", Applied Energy, Vol. 179, pp. 99–112, Oct. 2016, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.029>.
- [6] Fischer, J. "Desiccant-based preconditioning market analysis", Oak Ridge National Lab. (ORNL), Oak Ridge, TN (United States), Jan. 2001.
- [7] Casas, W., Schmitz, G. "Experiences with a gas driven, desiccant assisted air conditioning system with geothermal energy for an office building", Energy and Buildings, Vol. 37, No. 5, pp. 493–501, May 2005, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2004.09.011>.
- [8] Henning, H. M., Pagano, T., Mola, S., Wiemken, E. "Micro trigeneration system for indoor air conditioning in the Mediterranean climate", Applied Thermal Engineering, Vol. 27, No. 13, pp. 2188–2194, Sep. 2007, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.07.031>.
- [9] Mazzei, P., Minichiello, F., Palma, D. "Desiccant HVAC systems for commercial buildings", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, No. 5, pp. 545–560, April 2002, [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00096-5](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00096-5).
- [10] Liu, W., Lian, Z., Radermacher, R., Yao, Y. "Energy consumption analysis on a dedicated outdoor air system with rotary desiccant wheel", Energy, Vol. 32, No. 9, pp. 1749–1760, Sep. 2007, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.11.012>.
- [11] Bharathan, D., Parsons, J. M., MacLaine Cross, I. L. "Experimental studies of heat and mass exchange in parallel passage rotary desiccant dehumidifiers for solar cooling applications", Solar Energy Research Institute, Golden, CO (USA), Nov. 1987.
- [12] Shastry, D. V., Jagadish, B. S., Sharma, G. K. "Performance studies on adsorbents for desiccant cooling", Proceedings of the 7th Miami International Conference on Alternative Energy Sources, Miami, FL (USA), Solar Energy, Vol. 2, pp. 51–60, Dec. 1985.
- [13] Zheng, W., Worek, W. M. "Numerical simulation of combined heat and mass transfer processes in a rotary dehumidifier", Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, Vol. 23, No. 2, pp. 211–232, March 1993, <https://doi.org/10.1080/10407789308913669>.
- [14] Zheng, W., Worek, W. M., Novosel, D. "Performance optimization of rotary dehumidifiers", Journal of Solar Energy Engineering (ASME), Vol. 117, No. 1, pp. 40–44, Feb. 1995, <https://doi.org/10.1115/1.2847724>.
- [15] Charoensupaya, D., Worek, W. M. "Parametric study of an open cycle adiabatic, solid, desiccant cooling system", Energy, Vol. 13, No. 9, pp. 739–747, Sep. 1988, [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(88\)90106-5](https://doi.org/10.1016/0360-5442(88)90106-5).
- [16] Charoensupaya, D., Worek, W. M. "Effect of adsorbent heat and mass transfer resistances on performance of an open cycle adiabatic desiccant cooling system", Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 8, No. 6, pp. 537–548, Jan. 1988, [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(88\)90013-0](https://doi.org/10.1016/0890-4332(88)90013-0).
- [17] Majumdar, P., Worek, W. M. "Combined heat and mass transfer in a porous adsorbent", Energy, Vol. 14, No. 3, pp. 161–175, March 1989, [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(89\)90059-5](https://doi.org/10.1016/0360-5442(89)90059-5).
- [18] San, J. Y. "Heat and mass transfer in a two-dimensional cross-flow regenerator with a solid conduction effect", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, No. 3, pp. 633–643, Feb. 1993, [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(93\)80039-W](https://doi.org/10.1016/0017-9310(93)80039-W).
- [19] San, J. Y., Hsiau, S. C. "Effect of axial solid heat conduction and mass diffusion in a rotary heat and mass regenerator", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, No. 8, pp. 2051–2059, Jan. 1993, [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(05\)80136-X](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(05)80136-X).
- [20] Konard, G., Eigenberger, G. "Heat and mass regenerators in rotor adsorber", Chemical Engineering and Technology, Vol. 66, No. 3, pp. 321–331, March 1994, <https://doi.org/10.1002/cite.330660305>.
- [21] Niu, J. L., Zhang, L. Z. "Effects of wall thickness on the heat and moisture transfers in desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 29, No. 2, pp. 255–268, Feb. 2002, [https://doi.org/10.1016/S0735-1933\(02\)00316-0](https://doi.org/10.1016/S0735-1933(02)00316-0).

- [22] Gao, Z., Mei, V. C., Tomlinson, J. J. "Theoretical analysis of dehumidification process in a desiccant wheel", Heat and Mass Transfer, Vol.41, No.11, pp. 1033–1042, Sep. 2005, <https://doi.org/10.1007/s00231-005-0663-4>.
- [23] Camargo, J. R., Godoy, E. Jr., Ebinuma, C. D. "An evaporative and desiccant cooling system for air conditioning in humid climates", Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 27, pp. 243–247, 2005, <https://doi.org/10.1590/S1678-58782005000300005>.
- [24] De Antonellis, S., Intini, M., Joppolo, C. M. "Desiccant wheels effectiveness parameters: Correlations based on experimental data", Energy and Buildings, Vol. 103, pp. 296–306, Sep. 2015, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.06.041>.
- [25] Kumar, C., Arya, R. "Experimental investigations on solid desiccant cooling system", International Journal of Trend in Scientific Research and Development, Vol. 4, No. 6, pp. 1838–1841, Oct. 2020, <https://www.ijtsrd.com/papers/ijtsrd35821.pdf>.
- [26] Tsai, H. Y., Wu, C. T. "Optimization of a rotary desiccant wheel for enthalpy recovery of air-conditioning in a humid hospitality environment", Heliyon, Vol. 8, No. 10, e10796, Oct. 2022, <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2022.e10796>.
- [27] Kodama, A., Goto, M., Hirose, T., Kuma, T., "Performance evaluation for a thermal swing honeycomb rotor adsorber using a humidity chart", Journal of chemical engineering of Japan, Vol. 28, No. 1, pp. 19–24, 1995, <https://doi.org/10.1252/jcej.28.19>.
- [28] Pahlavanzadeh, H., Zamzamian, A. H., Omidkhahnasrin, M. R., "Analysis of effective parameters on a rotary desiccant wheel performance", Sharif Journal of Mechanical Engineering, Vol. 23, No. 40.2, pp. 155–162, Feb. 20, 2008, (In Persian), https://sjme.journals.sharif.edu/article_5669_en.html?lang=fa.