

بررسی عملکرد گرمایی مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا با استفاده از یک مدل تحلیلی شبه گذرا

عسگر مینایی مزرعه‌خلف* استادیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، a.minaei@uma.ac.ir

محمد باقری دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، mohammad.bagheri7595@gmail.com

مهدی معرفت استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران، maerefat@modares.ac.ir

هادی غایبی دانشیار، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران، hghaebi@uma.ac.ir

چکیده

در مقاله حاضر یک مدل تحلیلی شبه گذرا برای بررسی انتقال گرما در یک مبادله‌کن زمین‌به‌هوا توسعه داده شده است. در مطالعه حاضر، با در نظر گرفتن انتقال گرمای گذرا در خاک اطراف مبادله‌کن زمین‌به‌هوا، تأثیر اشباع گرمایی خاک در نظر گرفته شده است. اشباع گرمایی خاک به کاهش اختلاف دمای هوا و خاک اطراف مبادله‌کن زمین‌به‌هوا بعد از مدت زمانی از کارکرد سیستم گفته می‌شود که باعث کاهش عملکرد این سیستم می‌شود. همچنین تأثیر عمق دفن در عملکرد گرمایی مبادله‌کن در نظر گرفته شده است. نتایج مدل حاضر با نتایج تجربی و شبیه‌سازی عددی مقایسه شده و تطابق خوبی مشاهده شده است. عملکرد مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا در شهر تهران بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش عمق بکارگیری مبادله‌کن از یک متر به دو متر می‌توان آهنگ انتقال گرمای متوسط را تا ۳۷٪ بهبود داد. هرچقدر ساعات کارکرد سیستم در شبانه‌روز کمتر باشد، ظرفیت سرمایش بالاتر خواهد بود. به طوری که در حالی که سیستم هشت ساعت در روز کار می‌کند نسبت به کارکرد مداوم، متوسط آهنگ انتقال گرما از هوا به خاک ۶۶٪ افزایش یافته است.

واژه‌های کلیدی: مبادله‌کن، انتقال گرما، زمین‌به‌هوا، شبه گذرا، حل تحلیلی، عملکرد گرمایی.

Thermal Performance Evaluation of Earth-to-Air Heat Exchanger Using a Semi-Transient Analytical Model

A. Minaei
M. Bagheri
M. Maerefat
H. Ghaebi

Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran
Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran
Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran
Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

Abstract

At the present work, a new semi-transient model for thermal performance evaluation of earth-to-air heat exchanger (EAHE) is developed. In the current model, considering transient heat transfer in the soil around the pipe, the thermal saturation of the soil is considered. The thermal saturation is referred to a decreased temperature difference between air and soil near the pipe after some hours of operations which deteriorates the thermal performance of the EAHE. The effect of the buried depth of the Earth-to-air heat exchanger is also considered on simulation. Results are validated against the already reported experimental and numerical data, and good agreement is observed. Finally, the thermal performance of the heat exchanger is investigated for Tehran city. The results showed that increasing the buried depth from one meter to two meters increases the average heat transfer rate from air to earth by 37%. Decreasing the operation hours of the EAHE per day increases the cooling capacity of the system. For instance, working of the system for only 8 hours a day increases the cooling capacity by 66% compared to continuous operation.

Keywords: Earth-to-air, heat transfer, heat exchanger, Semi-transient, Analytical solution, Thermal Performance.

است [۱]. بسته به خواص ترموفیزیکی خاک، دمای خاک از یک عمق به بعد در طول سال تقریباً ثابت است و تغییر نمی‌کند. در فصول گرم می‌توان با استفاده از یک مبادله‌کن گرمایی که از عمق زمین عبور می‌کند، از زمین به‌عنوان چاه گرمایی برای سرمایش ساختمان استفاده کرد و در فصول سرد نیز می‌توان از زمین به‌عنوان چشمه گرمایی استفاده کرد که این اساس کار مبادله‌کن‌های زمین‌به‌هوا (EAHE) است [۲].

میزان گرمای منتقل شده از هوا به لوله و خاک به عواملی همچون شرایط آب‌وهوایی محیط، دمای خاک، خصوصیات گرمایی خاک، عمق دفن لوله و خصوصیات فیزیکی و هندسی آن و همچنین سرعت هوا بستگی دارد [۳ و ۴]. عمق قرارگیری مبادله‌کن‌های گرمایی یک فاکتور مهم در هزینه مبادله‌کن‌های زمین‌به‌هوا است. هرچقدر عمق قرارگیری

۱- مقدمه

در چند سال اخیر تهویه مطبوع نقش اساسی در زندگی روزمره انسان داشته است و از طرفی به دلیل کاهش ضخامت لایه اوزون و گرم‌شدن کره زمین توسط مبردهای صنعتی و همچنین افزایش روزافزون جمعیت، کاهش مصرف انرژی و صرفه‌جویی در آن بیشتر از قبل لازم و احساس می‌شود. یکی از منابع اصلی برای تأمین انرژی موردنیاز سوخت‌های فسیلی هستند. انرژی‌های فسیلی باعث مشکلاتی مانند آلودگی هوا، گرمایش جهانی و بیابان‌زایی برای محیط‌زیست می‌شوند. به همین دلیل محققان سعی برای جایگزینی منابع انرژی پاک و تجدیدپذیر به‌جای سوخت‌های فسیلی کرده‌اند. انرژی موجود در زیر لایه‌های سطح زمین یکی از این منابع انرژی پاک و پایان‌ناپذیر

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: a.minaei@uma.ac.ir

نزدیک سطح باشد هزینه اولیه کاهش خواهد یافت. ولی از آنجایی که متوسط دمای زمین در عمق‌های بالاتر به دمای محیط بیرون نزدیک‌تر است، این امر باعث کاهش عملکرد گرمایی مبادله‌کن زمین‌به‌هوا خواهد شد. به همین دلیل باید یک عمق بهینه را یافت که عملکرد گرمایی و هزینه اولیه در مقدار بهینه خود قرار داشته باشند. لازمه این امر است که در مدل‌سازی گرمایی هم باید تأثیر نوسانات دمای سطح خاک در عملکرد مبادله‌کن گرمایی در نظر گرفته شود و همچنین تأثیر گرمایش گذرای خاک اطراف مبادله‌کن زمین‌به‌هوا که ناشی از عبور هوا از داخل آن است، نیز در نظر گرفته شود.

تابه‌حال مطالعات متعددی با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی برای بررسی عملکرد مبادله‌کن‌های زمین‌به‌هوا صورت گرفته است. بنسال و همکاران [۵] عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا را برای کاربرد سرمایش در فصل تابستان با استفاده از نرم‌افزار Fluent بررسی کردند. آنها نتایج خود را با داده‌های آزمایشی اعتبارسنجی کردند. در مطالعه آنها انتقال گرما در مبادله‌کن و خاک اطراف به‌صورت گذرا در نظر گرفته شده بود. ماتپور و همکاران [۶] در یک مطالعه عددی، عملکرد مبادله‌کن زمین به هوا را در حالت کارکرد منقطع بررسی کردند. بنسال و همکاران [۷] در یک مطالعه عددی به بررسی اثر اشباع گرمایی خاک در اطراف مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا به پرداختند و برای بررسی کاهش عملکرد گرمایی مبادله‌کن زمین‌به‌هوا با گذشت زمان، فاکتور کاهش را معرفی کردند. همچنین رامیرز و همکاران [۸] با استفاده از شبیه‌سازی سه‌بعدی تأثیر نوع خاک و عدد رینولدز را در عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا بررسی کردند. در مطالعات فوق [۸-۵] اثر نوسانات دمای خاک در عمق‌های نزدیک به سطح زمین در شبیه‌سازی مبادله‌کن گرمایی در نظر گرفته نشده است، در صورتی که مطالعات نشان می‌دهند که عمق بکارگیری مبادله‌کن تأثیر مهمی در عملکرد گرمایی آن دارد. واز و همکاران [۹] آزمایشی را در جنوب برزیل انجام داده و از نتایج آن برای اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی خود استفاده کردند. آنها با استفاده از نرم‌افزار Fluent و بر اساس روش حجم محدود، مبادله‌کن زمین به هوا را شبیه‌سازی نمودند. بالاترین مقدار اختلافی که بین نتایج حاصل از مدل عددی و نتایج تجربی مشاهده شد در حدود ۱۵٪ بود و استفاده از مدل محاسباتی پیشنهادی را تصدیق می‌کرد. آنها در مطالعه خود تأثیر نوسانات دمای سطح خاک را با اعمال یک تابع هارمونیک به‌عنوان شرط مرزی در سطح خاک در نظر گرفتند. بروم و همکاران [۱۰] یک مدل عددی ساده شده برای بررسی انتقال گرما در مبادله‌کن زمین‌به‌هوا توسعه دادند در مدل ساده شده قسمت‌های عمودی مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در نظر گرفته نشد و فقط قسمت افقی لوله مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در نظر گرفته شد این کار باعث ساده‌تر شدن میدان حل و در نتیجه کاهش حجم میدان محاسباتی می‌شد. اثر نوسانات دمای سطح خاک در عملکرد گرمایی مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در نظر گرفته شد و در نهایت اثر عمق بکارگیری مبادله‌کن زمین‌به‌هوا بررسی شد. هرمس و همکاران [۱۱] نیز یک مدل عددی برای بررسی انتقال گرما در مبادله‌کن زمین‌به‌هوا ارائه دادند. در مقاله آنها دمای هوای بیرون که از ایستگاه‌های هواشناسی گرفته شده بود، به‌عنوان دمای ورودی به مبادله‌کن در نظر گرفته شد، همچنین تأثیر نوسانات دمای خاک در عمق‌های کم نیز در مدل‌سازی لحاظ شد. مدل‌های عددی سه‌بعدی در مقایسه با روش‌های تحلیلی به مدت زمان

بیشتری برای محاسبات نیاز دارند و بخصوص در مبادله‌کن‌های زمین‌به‌هوا که دوره زمانی شبیه‌سازی مقدار بالایی است (از چند ماه تا چند سال) استفاده از روش‌های عددی، زمان محاسبات را به شدت بالا خواهد برد. به‌خاطر همین استفاده از روش‌های عددی یک‌بعدی و روش‌های تحلیلی در مدل‌سازی مبادله‌کن‌های زمین‌به‌هوا مورد توجه گسترده محققان قرار گرفته است.

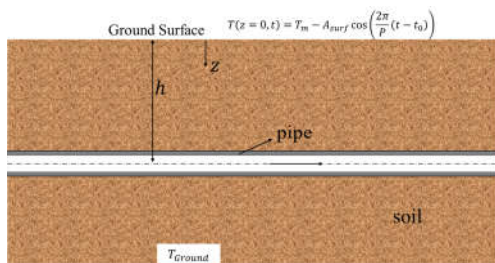
گوسال و همکاران [۱۲] یک مدل ترکیب شده از مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا با گلخانه ارائه دادند که در این مدل انتقال گرما در مبادله‌کن گرمایی به‌صورت پایا و انتقال گرما فقط در سیال درون لوله‌ها در نظر گرفته شده است و توزیع دما در خاک نادیده گرفته شد. تأثیر طول لوله‌های دفن شده، قطر لوله، سرعت جریان هوا و خواص گرمایی خاک در دمای هوای گلخانه بررسی شد. سرس جلدین و همکاران [۱۳] در یک مدل تحلیلی اثر سه لوله مختلف با جنس‌های PVC، فولاد و مس بر روی مبادله‌کن گرمایی را بررسی کردند که نتایج نشان داد بین دمای خروجی سیستم‌ها اختلاف ۰/۱ درجه سانتی‌گراد وجود دارد که نتیجه گرفتند که جنس لوله بکار گرفته شده در مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا، عملکرد گرمایی را چندان تحت تأثیر قرار نمی‌دهد. راگ و همکاران [۱۴] یک مدل تحلیلی در حالت گذرا برای تعیین دمای خاک در منطقه بیس کرا جنوب شرقی الجزایر توسعه دادند. سهلی و همکاران [۱۵] عملکرد سرمایشی مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا را برای جنوب الجزایر با استفاده از مدل دوبعدی بررسی کردند. در این مدل اثر اشباع گرمایی خاک در نظر گرفته نشده است. اما تأثیر نوسانات دمای سطح خاک در نظر گرفته شده است. نتایج مطالعات آنها نشان داد مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا برای ایجاد آسایش گرمایی در ساختمان‌ها کافی نیست و با این حال استفاده از مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا می‌تواند به کاهش مصرف انرژی کمک کند.

العجمی و همکاران [۱۶] مدل یک‌بعدی برای بررسی انتقال گرما در مبادله‌کن‌های زمین‌به‌هوا ارائه دادند. آنها برای بررسی انتقال گرما بین سیال داخل لوله و خاک اطراف آن از مفهوم مقاومت گرمایی استفاده کرده‌اند و با تعریف یک شعاع خاص به نام شعاع خاک که گرما تا آن شعاع نفوذ می‌کند مقدار مقاومت گرمایی بین سطح خاک و سیال داخل لوله را محاسبه کرده و توزیع دما در داخل مبادله‌کن را به دست آورده‌اند. در مدل آنها شعاعی از خاک که گرما نفوذ می‌کند برابر با شعاع خارجی لوله در نظر گرفته شده و بر اساس همین شعاع، مقاومت کل خاک محاسبه شده است. در مدل آنها تأثیر نوسانات دمای سطح خاک در عملکرد مبادله‌کن گرمایی در نظر گرفته شده است. همچنین لی و استرند [۱۷] نیز از رویکرد مشابهی استفاده کرده و با تعریف مقاومت خاک، یک مدل تحلیلی برای بررسی انتقال گرما در مبادله‌کن زمین‌به‌هوا ارائه داده‌اند. آنها مدل خود را در نرم‌افزار EnergyPlus اعمال کرده‌اند. فضلی خانی و همکاران [۱۸] عملکرد گرمایی مبادله‌کن زمین‌به‌هوا را در دو شهر با اقلیم گرم و خشک (یزد) و سرد (همدان) در کشور ایران بررسی کردند. انتقال گرما در سیال داخل لوله به‌صورت تحلیلی حل شده است. شعاع خاک یعنی شعاعی که گرما تا آن شعاع نفوذ می‌کند، برابر با ۲/۵ متر در نظر گرفته شده است. انتقال گرما در خاک اطراف لوله نیز به‌صورت پایا در نظر گرفته شده است. تأثیر تغییرات دمای نوسانی سطح خاک برحسب زمان بر عملکرد مبادله‌کن در نظر گرفته شده است. اگرچه در مطالعات فوق [۱۶-۱۸] تأثیر

در نظر گرفتن رسانش گذرا برای خاک اطراف لوله، اثرات اشباع گرمایی خاک در عملکرد مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا منظور شده است. در مطالعه فعلی در خاک اطراف لوله همان روش مینایی و همکاران [۲۰] استفاده می‌شود، ولی در داخل لوله و خود و لوله از روش تحلیلی برای تحلیل انتقال گرما استفاده خواهد شد.

۲- مدل‌سازی

در شکل ۱ طرحواره‌ای از مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا نشان داده شده است. این مبادله‌کن گرمایی در عمق h از سطح زمین قرار داده شده است. ابتدا دمای سطح خارجی لوله محاسبه می‌شود. در این قسمت تماس خاک و قسمت خارجی لوله کامل فرض می‌شود. در نتیجه دمای خاک و لوله در محل تماس یکسان خواهد بود. دو عامل متفاوت بر دمای خاک در محل تماس با سطح خارجی لوله تأثیر می‌گذارند: اول تغییرات دمای سطح خاک در طول سال که بر دمای خاک در عمق‌های نزدیک خاک و در نتیجه بر دمای خاک در عمق بکارگیری مبادله‌کن تأثیر می‌گذارد؛ دوم انتقال گرما بین سیال داخل لوله و خاک اطراف لوله که باعث تغییر دمای خاک اطراف لوله مبادله‌کن زمین‌به‌هوا می‌شود. در این قسمت تأثیر هر دو عامل جداگانه در نظر گرفته شده و سپس دمای سطح خارجی لوله با در نظر گرفتن هر کدام محاسبه می‌شود. در مرحله بعد باتوجه به خطی بودن معادله رسانش گرما، با استفاده از اصل برهم‌نهی دمای سطح خارجی لوله با در نظر گرفتن هم‌زمان هر دو عامل، یعنی نوسانات دمایی سطح خاک و اعمال آهنگ انتقال گرما بر طول واحد در سطح خارجی محاسبه می‌شود. بدین منظور مسئله به دو قسمت تقسیم شده است: در مسئله اول توزیع دمای زمین در طول یک سال برحسب عمق خاک به دست آمده و دمای خاک در عمق به‌کارگیری لوله محاسبه شده است. در مسئله دوم دمای سطح خارجی لوله با اعمال آهنگ انتقال گرمایی ثابت در دیواره خارجی محاسبه شده است و در نهایت با استفاده از اصل برهم‌نهی دمای سطح خارجی با اعمال هر دو شرط مرزی فوق محاسبه شده است. در قسمت بعد مسئله انرژی در داخل مبادله‌کن زمین‌به‌هوا توسعه داده شده و سپس با حل این معادله توزیع دمای سیال در داخل لوله به دست آمده است.



شکل ۱- طرحواره‌ای از مبادله‌کن گرمایی زمین به هوای افقی

۲-۱- توزیع دما در خاک

برای محاسبه توزیع دما در خاک، زمین به صورت یک جسم جامد نیمه بی‌نهایت در نظر گرفته می‌شود. برای این جسم جامد معادله رسانش گذرای یک‌بعدی در راستای عمق خاک در نظر گرفته می‌شود:

نوسانات دمای سطح خاک در عملکرد مبادله‌کن گرمایی زمین‌به‌هوا منظور شده است. اما در خاک اطراف لوله از مفهوم مقاومت گرمایی برای محاسبه انتقال گرما بین سیال و خاک استفاده شده است و تأثیر ظرفیت گرمایی خاک در شبیه‌سازی در نظر گرفته نشده است و یا به عبارت دیگر انتقال گرما بین سیال داخل مبادله‌کن زمین‌به‌هوا و خاک اطراف آن، حالت پایا در نظر گرفته شده است. در نظر گرفتن انتقال گرمایی حالت پایا باعث نادیده گرفتن اثر اشباع گرمایی خاک و در نتیجه برآورد نادرست عملکرد گرمایی مبادله‌کن زمین‌به‌هوا بعد از مدت زمانی از کارکرد آن می‌شود. پس از مدت زمانی از کارکرد مبادله‌کن زمان به هوا، دمای خاک اطراف لوله تغییر می‌کند. برای مثال در حالت سرمایه‌ش، با گذشت زمان دمای خاک اطراف لوله به علت دریافت گرما از هوای داخل لوله افزایش می‌یابد و در واقع خاک از لحاظ گرمایی اشباع می‌شود. با افزایش دمای خاک اطراف لوله، آهنگ انتقال گرما از هوای داخل لوله به خاک اطراف آن کاهش می‌یابد که این امر باعث کاهش راندمان مبادله‌کن زمین به هوا می‌شود. در نظر نگرفتن تأثیر اشباع گرمایی خاک در عملکرد مبادله‌کن زمین به هوا، باعث تخمین بیشتر از واقع ظرفیت سرمایه‌ش یا گرمایش این سیستم‌ها می‌شود.

میراحمدی و همکاران [۱۹] یک مدل تحلیلی جدید برای بررسی عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا ارائه دادند. در مدل آنها میدان حل به دو قسمت تقسیم شده است. در داخل لوله و خود لوله، انتقال گرما به صورت پایا در نظر گرفته شده و معادلات انرژی توسعه داده شده و سپس توزیع دما محاسبه شده است. در ادامه در خارج از لوله انتقال گرما به صورت گذرا فرض شده است و با فرض مبادله‌کن زمین‌به‌هوا به صورت یک استوانه با طول بی‌نهایت معادلات رسانش گرما در خاک اطراف لوله توسعه داده شده و حل شده است. در این حل، تأثیر نوسانات دمای خاک در نظر گرفته نشده است و به همین دلیل این مدل در عمق‌هایی که دمای خاک ثابت است، جواب قابل قبول خواهد داد. مینایی و همکاران [۲۰] در یک مطالعه به بررسی انتقال گرما در مبادله‌کن‌های زمین‌به‌هوا با استفاده از روش هیبریدی پرداختند. در این مطالعه تأثیر نوسانات دمای خاک در عملکرد مبادله‌کن گرمایی در نظر گرفته شده است و همچنین معادله رسانش گرما در اطراف لوله به صورت گذرا در نظر گرفته شده است. انتقال گرما در خاک اطراف لوله به صورت تحلیلی حل شده است. ولی انتقال گرما در سیال داخل لوله و خود لوله به صورت عددی و استفاده از گسسته‌سازی معادلات انتقال گرمایی استخراج شده از روش مقاومت - ظرفیت حل شده است.

همان‌طور که اشاره شد بعضی از محققان اثرات نوسانات دمای سطح خاک را در عملکرد مبادله‌کن گرمایی در نظر گرفته‌اند ولی انتقال گرمایی رسانشی خاک در اطراف مبادله‌کن را با بکارگیری مقاومت گرمایی به صورت حالت پایا در نظر گرفته‌اند. در واقع اثرات ظرفیت گرمایی خاک اطراف مبادله‌کن گرمایی در عملکرد آن در نظر گرفته نشده است. در مقابل بعضی از محققان انتقال گرمایی گذرا را در اطراف خاک در نظر گرفته‌اند ولی اثر نوسانات دمای سطح خاک و در نتیجه تأثیر عمق بکارگیری مبادله‌کن را در عملکرد گرمایی آن منظور نکرده‌اند. در مطالعه حاضر هدف ارائه مدلی تحلیلی برای بررسی عملکرد مبادله‌کن گرمایی است. در مدل حاضر با بکارگیری مفهوم برهم‌نهی، هم تأثیر نوسانات دمای خاک در عمق‌های نزدیک سطح زمین در عملکرد مبادله‌کن گرمایی لحاظ شده است و هم با

شرط مرزی دوم به صورت شرط شار گرمایی ثابت در دیواره خارجی لوله در نظر گرفته می شود:

$$-2\pi r \cdot k \frac{\partial T_2}{\partial r} \Big|_{r=r_{po}} = q_{po} \quad (8)$$

در معادله فوق q_{po} آهنگ انتقال گرما بر طول واحد در سطح خارجی مبادله کن زمین به هواست. r_{po} هم بیانگر شعاع خارجی لوله مبادله کن زمین به هواست. جواب معادله حاضر با شرایط مرزی فوق به صورت زیر است [۲۲]:

$$T_2(r,t) = T_{Ground} - \frac{q_{po}}{k_s} \cdot G(r,t) \quad (9)$$

که تابع $G(r,t)$ از رابطه (۱۰) بدست می آید [۲۲]:

$$G(r,t) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{e^{-\beta^2 (a_s t / r_{po}^2)} - 1}{J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)} \times \left[J_0\left(\frac{r}{r_{po}} \beta\right) Y_1(\beta) - J_1\left(\frac{r}{r_{po}} \beta\right) Y_0\left(\frac{r}{r_{po}} \beta\right) \right] \frac{d\beta}{\beta^2} \quad (10)$$

لازم به ذکر است که معادله (۱۰) برای حالتی به دست آمده است که آهنگ انتقال گرما در دیواره داخلی لوله یعنی q_{po} مقدار ثابتی است. در مسائل واقعی آهنگ انتقال گرما متغیر با زمان بوده و ثابت نمی باشد. با استفاده از اصل برهم نهی یا همان قضیه دوهمال [۲۳] می توان توزیع دما را برای آهنگ انتقال گرما بر طول واحد متغیر با زمان بدست آورد. در صورتی که آهنگ انتقال گرما بر طول واحد لوله متغیر با زمان بصورت توابع پله ای در نظر در گرفته شود، توزیع دما در زمان دلخواه t_m مطابق رابطه (۱۱) خواهد بود:

$$T_2(r_{po}, t_m) = T_{Ground} + \frac{1}{k_s} \sum_{k=1}^m (q_{po}(t_k) - q_{po}(t_{k-1})) \cdot G(r_{po}, t_m - t_{k-1}) \quad (11)$$

۳-۲- دما در سطح خارجی لوله مبادله کن زمین به هوا:

با استفاده از اصل برهم نهی یا همان قضیه دوهمال [۲۳] می توان دمای سطح خارجی لوله مبادله کن گرمایی را به دست آورد. تغییرات دمای خاک بر حسب زمان در سطح خارجی مبادله کن زمین به هوا ناشی از دو مورد می باشد: اولی تغییرات دمای خاک بر حسب عمق که به دلیل نوسانات دمای سطح خاک می باشد؛ و دومی تغییرات دما بخاطر اعمال آهنگ انتقال گرما بر طول واحد متغیر با زمان در سطح خارجی مبادله کن زمین به هوا که ناشی از تبادل گرمای هوای عبوری از مبادله کن و خاک اطراف لوله است. با استفاده از اصل برهم نهی می توان به صورت هم زمان تأثیر هر دو را در نظر گرفت. با استفاده از اصل برهم نهی دمای سطح خارجی لوله در زمان t_m با در نظر گرفتن عوامل اشاره شده را می توان با تقریب قابل قبول به صورت رابطه (۱۲) نوشت.

$$(12)$$

$$\frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha_s} \frac{\partial T_1}{\partial t} \quad (1)$$

که α_s پخشندگی گرمایی خاک می باشد. z بیانگر عمق خاک یا به عبارت دیگر فاصله از سطح زمین می باشد. باتوجه به اینکه دمای هوای محیط و در نتیجه دمای سطح خاک به صورت نوسانی تغییر می کنند، برای حل معادله فوق شرط مرزی در سطح خاک ($z=0$) به صورت تابع نوسانی کسینوسی در نظر گرفته می شود [۲۱]:

$$T_1(z=0, t) = T_m - A_{surf} \cos\left(\frac{2\pi}{P}(t-t_0)\right) \quad (2)$$

که T_m بیانگر دمای متوسط سالیانه سطح خاک، A_{surf} دامنه تغییرات دمای سطح خاک در طول یک سال و t_0 بیانگر فاصله زمانی ابتدای سال و زمانی که دمای خاک به حداقل می رسد، می باشد. همچنین P بیانگر دوره تناوب است که در معادله فوق برابر با دوره زمانی یک ساله است. شرط اولیه نیز به صورت رابطه (۳) است:

$$T_1(z \rightarrow \infty, t) = T_m \quad (3)$$

کاسودا و آنچه [۲۱] معادله (۱) را به همراه شرایط مرزی و اولیه (۲) و (۳) حل کرده و توزیع دما را در خاک به صورت معادله (۴) گزارش کرده اند.

$$T_1(z,t) = T_m - A_{surf} \exp\left(-z \sqrt{\frac{\pi}{P \alpha_s}}\right) \times \cos\left(\frac{2\pi}{P}\left(t-t_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{P}{\alpha_s}}\right)\right) \quad (4)$$

مقادیر T_m ، A_{surf} و t_0 از اطلاعات آب و هوایی بدست می آید. با توجه به رابطه فوق مشاهده می شود که با افزایش عمق z مقدار جمله دوم در سمت راست رابطه (۴) کاهش می یابد و بعد از یک عمق مقدار آن بسیار ناچیز می شود. رابطه فوق نشان می دهد که بعد از یک عمق دمای خاک تحت تاثیر نوسانات دمای سطح خاک قرار نمی گیرد و برابر با مقدار ثابتی است که این مقدار ثابت برابر با T_m است. به این دما، دمای ثابت زمین، T_{Ground} نیز گفته می شود.

۳-۲- توزیع دما در خاک اطراف لوله

در این قسمت توزیع دما در خاک اطراف لوله به ازای اعمال آهنگ انتقال گرما بر طول واحد ثابت در دیواره خارجی لوله محاسبه می شود. به دلیل اینکه طول مبادله کن در مقایسه با قطر آن خیلی بزرگ تر است، از انتقال گرما در راستای محوری صرف نظر شده و انتقال گرما در خاک اطراف لوله فقط به صورت شعاعی در نظر گرفته شده است:

$$\frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} = \frac{1}{\alpha_s} \frac{\partial T_2}{\partial t} \quad (5)$$

شرط اولیه به صورت رابطه (۶) است:

$$T_2(r, 0) = T_{Ground} \quad (6)$$

که T_{Ground} دمای اولیه زمین است. همانطور که قبلا بیان شد، T_{Ground} برابر با دمای متوسط سالیانه سطح خاک T_m است. دمای زمین در فاصله خیلی دور از لوله مبادله کن نیز برابر با همین دما است. بنابراین یکی از شرایط مرزی به صورت رابطه (۷) در می آید:

$$T_2(r \rightarrow \infty, t) = T_{Ground} \quad (7)$$

و در رابطه بالا R_{cond} و R_{conv} به ترتیب مقاومت رسانش و ضخامت لوله و مقاومت جابجایی سیال می‌باشند و h_{conv} ضریب جابجایی سیال داخل لوله هست که از رابطه (۱۹) بدست می‌آید [۲۴]:

$$h_{conv} = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.27\sqrt{(f/8)}(Pr^{2/3}-1)} \frac{K_f}{2r_{pi}} \quad (19)$$

که Re عدد رینولدز است. f ضریب اصطکاک بین سیال داخل لوله و جداره داخلی لوله است که برای جریان درهم در لوله صاف از رابطه (۲۰) محاسبه می‌شود:

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (20)$$

۲-۵- محاسبه دمای خروجی

با استفاده از مدل تحلیلی حاضر می‌توان به‌ازای پروفیل‌های زمانی مختلف دمای هوای ورودی به مبادله‌کن زمین‌به‌هوا، دمای خروجی، آهنگ انتقال گرما، دمای سطح خارجی لوله و همچنین توزیع دما در خاک اطراف مبادله‌کن زمین‌به‌هوا را محاسبه کرد. برای محاسبه دمای خروجی در لحظه t_m یعنی $T_{f,out}(t_m)$ نیاز به مقدار $T_{rpo}(t_m)$ است، درحالی‌که برای محاسبه $T_{rpo}(t_m)$ طبق رابطه (۱۲) نیاز به مقدار $q_{po}(t_m)$ است. طبق رابطه (۱۳) و (۱۴) برای محاسبه $Q(t_m)$ و $q_{po}(t_m)$ نیاز به دمای $T_{f,out}(t_m)$ است. به همین دلیل در این قسمت از روش سعی خطا برای پیدا کردن مقدار $T_{f,out}(t_m)$ استفاده می‌شود. بدین ترتیب ابتدا یک مقدار برای $T_{f,out}(t_m)$ حدس زده می‌شود سپس با استفاده از معادله (۱۳) و (۱۴) مقدار $Q(t_m)$ و $q_{po}(t_m)$ به دست می‌آید. در ادامه از معادله (۱۲) مقدار $T_{rpo}(t_m)$ محاسبه می‌شود. سپس با استفاده از معادله (۱۷) مقدار $T_{f,out}(t_m)$ جدید به دست می‌آید. مقدار جدید به‌دست‌آمده $T_{f,out}(t_m)$ با مقدار حدس زده‌شده اولیه مقایسه می‌گردد، اگر اختلاف این دو مقدار کمتر از حد همگرایی باشد، فرایند در گام زمانی بعدی ادامه می‌یابد، و اگر این امر رخ ندهد مقدار جدید به‌دست‌آمده $T_{f,out}(t_m)$ با مقدار حدس اولیه جایگزین می‌شود، و این حلقه تا محقق شدن شرط همگرایی ادامه می‌یابد. شرط همگرایی $0.01^\circ C$ در نظر گرفته شده است.

۲-۶- حالت خاموش

یکی از ویژگی‌های حل تحلیلی حاضر این است که در حالت کارکرد منقطع (حالتی که سیستم در بعضی زمانها روشن و در بعضی دیگر خاموش است) نیز می‌توان از آن استفاده کرد. در حالت روشن نحوه محاسبه دمای خروجی، دمای سطح خارجی لوله و آهنگ انتقال گرما بیان شد. در این قسمت به حالت خاموش پرداخته می‌شود. در حالت خاموش دبی ورودی \dot{m} به مبادله‌کن گرمایی صفر می‌شود. در این حالت چون جریان سیال وجود ندارد، بنابراین طبق رابطه (۱۳)، آهنگ انتقال گرما برابر با صفر می‌شود. همچنین طبق رابطه (۱۷) در این حالت مقدار دمای سیال و دمای سطح خارجی لوله نیز برابر می‌شوند. برای محاسبه دمای سطح خارجی لوله مشابه حالت روشن از رابطه (۱۲) استفاده می‌شود.

$$T_{rpo}(t_m) = T_1 + (T_2 - T_{ground}) \rightarrow$$

$$T_{rpo}(t_m) = T_m +$$

$$\frac{1}{k_s} \sum_{k=1}^m (q_{po}(t_k) - q_{po}(t_{k-1})) \cdot G(r_{po}, t_m - t_{k-1}) - A_{surf} \exp\left(-h \sqrt{\frac{\pi}{P \alpha_s}}\right) \times \cos\left(\frac{2\pi}{P} \left(t_m + t_{sim} - t_0 - \frac{h}{2} \sqrt{\frac{P}{\pi \alpha_s}}\right)\right)$$

در رابطه فوق t_{sim} بیانگر زمان شروع شبیه‌سازی مبدا زمین به هوا می‌باشد. لازم به ذکر است در رابطه (۴) زمان شروع $t=0$ از لحظه شروع سال در نظر گرفته می‌شود ولی در رابطه (۱۱) زمان $t=0$ زمان شروع بکار سیستم مبدا زمین به هوا می‌باشد. عبارت t_{sim} بیانگر فاصله زمانی از ابتدای سال تا زمان شروع بکار سیستم مبدا زمین به هواست.

۲-۴- معادله توزیع دما در سیال داخل لوله

رابطه (۱۲) نشان‌دهنده توزیع دما در سطح خارجی لوله است، همان‌طور که در بخش قبلی گفته شد، آهنگ انتقال گرما متغیر با زمان بوده و ثابت نیست و در زمان t_m از رابطه (۱۳) و (۱۴) بدست می‌آید:

$$Q(t_m) = \dot{m} c_p (T_{f,out}(t_m) - T_{f,in}(t_m)) \quad (13)$$

$$q_{po}(t_m) = \frac{Q(t_m)}{L} \quad (14)$$

در رابطه‌های (۱۴) و (۱۵) دبی جرمی سیال عبوری از مبادله‌کن، c_p گرمای ویژه هوا، $T_{f,in}$ و $T_{f,out}$ به ترتیب دمای سیال ورودی به مبادله‌کن و خروجی از آن است. L طول مبادله‌کن زمین به هواست.

باتوجه به اینکه ابعاد لوله و حجم کلی آن در مقایسه با حجم کلی خاک ناچیز است، به همین دلیل ظرفیت گرمایی حجمی کل لوله نسبت به خاک ناچیز است. به همین دلیل انتقال گرما در داخل لوله به‌صورت پایا در نظر گرفته می‌شود و با فرض جریان توسعه‌یافته و تراکم‌ناپذیر برای سیال داخل لوله، معادله انرژی برای سیال داخل لوله به‌صورت رابطه (۱۵) بیان می‌شود:

$$\dot{m} c_p \frac{dT_f(x,t)}{dx} = \frac{T_{rpo}(t) - T_f(z,t)}{R_t} \quad (15)$$

شرط مرزی برای حل این معادله، دمای ورودی مشخص در ورودی لوله در نظر گرفته می‌شود:

$$T_f(x=0,t) = T_{f,in} \quad (16)$$

جواب معادله (۱۵) باتوجه به شرط مرزی (۱۶) به‌صورت رابطه (۱۷) به دست می‌آید:

$$T_f(x,t) = T_{rpo}(t) + (T_{f,in} - T_{rpo}(t)) e^{-\frac{x}{\dot{m} c_p R_t}} \quad (17)$$

R_t مجموع مقاومت جابجایی بین سیال و جدار لوله و مقاومت رسانشی در لوله است که به صورت رابطه (۱۸) محاسبه می‌شود:

$$R_t = R_{cond} + R_{conv} = \frac{1}{2\pi r_{pi} h_{conv}} + \frac{\ln(r_{po}/r_{pi})}{2\pi k_p} \quad (18)$$

۳- بحث و نتایج

۳-۱- اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی از نتایج تجربی و عددی واز و همکاران [۹] و نتایج ددی بروم و همکاران [۱۰] استفاده شده است. واز و همکاران [۹] به صورت تجربی و عددی انتقال گرما در مبادله‌کن‌های زمین‌به‌هوا را بررسی کرده‌اند. برای حذف اثرات اولیه، آزمایش‌ها و شبیه‌سازی عددی برای دو سال پیاپی انجام گرفته است و نتایج سال دوم گزارش شده‌اند. در شبیه‌سازی عددی در حدود ۲/۸ میلیون گره برای شبکه محاسباتی ایجاد شده است. گام زمانی ۳۶۰۰ ثانیه در نظر گرفته شده است. آزمایش‌ها در شهر ویامو که در جنوب برزیل قرار دارد، انجام گرفته است. بروم و همکاران [۱۰] نیز یک حل عددی برای بررسی انتقال گرما در مبادله‌کن‌های زمین‌به‌هوا با نظر گرفتن فقط قسمت افقی مبادله‌کن زمین‌به‌هوا توسعه داده‌اند. آنها اسم مدل خود را مدل ساده شده گذاشتند. این محققین نیز مدل خود را با نتایج تجربی و عددی واز و همکاران [۹] اعتبارسنجی کرده‌اند. خواص گرمایی خاک، لوله و هوا در مطالعه تجربی واز و همکاران [۹] در جدول ۱ ارائه شده است. همچنین دیگر پارامترهای لازم برای شبیه‌سازی مبادله‌کن گرمایی در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۱- مشخصات ترموفیزیکی مواد برای اعتبارسنجی [۹]

چگالی ماده (kg/m ³)	گرمای ویژه J/(kg K)	رسانایی گرمایی W/(m K)
۱/۲۲۵	۱۰۰۶	۰/۰۲۴۲
۱۸۰۰	۱۷۸۰	۲/۱
۱۳۸۰	۹۰۰	۰/۱۹

جدول ۲- پارامترهای مورد استفاده در اعتبارسنجی [۹]

نام	مقدار
قطر داخلی لوله (mm)	۱۱۰
ضخامت لوله (mm)	-
طول لوله (m)	۲۵/۷۷
عمق بکارگیری مبادله‌کن (m)	۱/۶
سرعت متوسط هوا داخل لوله (m/s)	۳/۳
دمای متوسط سالیانه سطح خاک (°C)	۱۸/۵۵
دامنه تغییرات دمای سطح خاک در طول یک سال (°C)	۶/۲۸

واز و همکاران تغییرات دمای سطح خاک را در محل آزمایش برای مدت یک سال به صورت رابطه (۲۱) گزارش کرده‌اند. لازم به ذکر است این رابطه از برازش یک منحنی بر دمای متوسط روزانه سطح خاک در طول یک سال به دست آمده است.

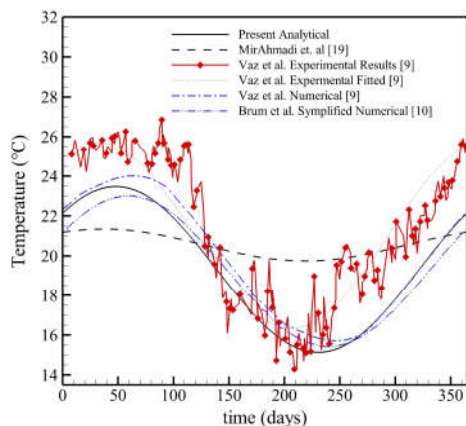
$$T_s(t) = 18.55 + 6.28 \sin\left(\frac{2\pi t}{P} + 26.4\right) \quad (21)$$

دمای هوای ورودی به مبادله‌کن نیز به صورت رابطه (۲۲) گزارش شده است:

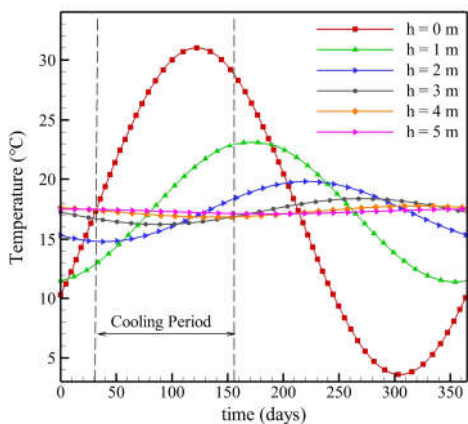
$$T_a(t) = 20.34 + 5.66 \sin\left(\frac{2\pi t}{P} - 5.30\right) \quad (22)$$

در شکل ۲ نتایج مطالعه حاضر با نتایج تجربی و عددی واز و همکاران [۹] و نتایج عددی بروم و همکاران [۱۰] مقایسه شده است. در

شکل نمودار برازش شده نتایج تجربی نیز ترسیم شده است. همچنین برای مقایسه، نتایج مدل تحلیلی میراحمدی و همکاران نیز شامل شده است [۱۹]. در هر دو شبیه‌سازی عددی واز و همکاران [۹] و بروم و همکاران [۱۰] از نتایج نمودار برازش شده برای اعتبارسنجی استفاده شده است. دلیل این امر آن است که در مطالعه حاضر و همچنین مطالعه عددی [۹-۱۰] دمای ورودی یک تابع نوسانی با دوره تناوب یک ساله به صورت رابطه (۲۲) در نظر گرفته شده است که این خود در واقع از برازش بر روی مقادیر دمای متوسط روزانه محیط بیرون در طول یک سال به دست آمده است. این پروفیل دمای ورودی، نوسانات روزانه دما را در نظر نمی‌گیرد و مقدار دما را در یک شبانه روز ثابت در نظر می‌گیرد. در حالیکه در واقعیت دما در طول یک شبانه روز نیز نوسان می‌کند و ثابت نیست. به همین دلیل ذکر شده چون پروفیل دمای ورودی رابطه (۲۲) با دمای واقعی ورودی در مطالعه تجربی متفاوت است، بنابراین دمای خروجی اندازه‌گیری شده نیز با نتایج مدل‌سازی حاضر نیز متفاوت خواهد بود. در نتیجه چون دمای ورودی برازش شده رابطه (۲۱) به عنوان ورودی در مطالعه حاضر در نظر گرفته شده است، دمای خروجی مدل حاضر نیز با نتایج تجربی برازش شده واز و همکاران [۹] مقایسه شده است. باتوجه به شکل ۲ مشاهده می‌شود که نتایج حل حاضر تطابق خوبی با نتایج تجربی برازش شده دارد. همچنین مقایسه نتایج حل حاضر با هر دو مدل عددی نشان می‌دهد که حل تحلیلی تطابق خوبی با نتایج این شبیه‌سازی‌های عددی دارد. اما با مقایسه نتایج مدل تحلیلی میراحمدی و همکاران مشاهده می‌شود که این مدل تطابق خوبی با نتایج تجربی و عددی ندارد دلیل این امر آن است که در مدل میراحمدی و همکاران دمای خاک در عمق زمین ثابت در نظر گرفته شده است. در صورتی که دمای خاک طبق رابطه (۵) در عمق‌های نزدیک زمین با تغییر عمق، تغییر می‌کند. پس می‌توان نتیجه گرفت که مدل حاضر برای هر عمق بکارگیری مبادله‌کن زمین‌به‌هوا می‌تواند بکار رود ولی مدل میراحمدی و همکاران فقط در حالتی می‌تواند استفاده شود که عمق بکارگیری مبادله‌کن گرمایی به اندازه‌های پایین باشد که دمای خاک در آن عمق تحت تأثیر نوسانات دمای محیط بیرون قرار نگیرد و در طول سال ثابت بماند.

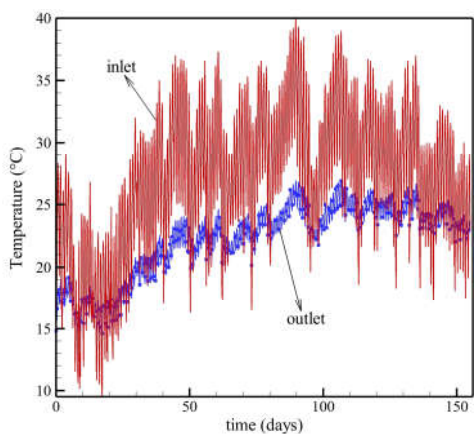


شکل ۲- نتایج مدل حاضر با داده‌های تجربی و شبیه‌سازی عددی



شکل ۳- توزیع دمای خاک در عمق‌های مختلف در شهر تهران

شکل ۴ دمای هوای ورودی به مبادله‌کن زمین‌به‌هوا و خروجی از آن را نشان می‌دهد. دمای هوای ورودی، همان دمای محیط بیرون نظر گرفته شده است که از داده‌های آب‌وهوایی به‌دست‌آمده است. باتوجه‌به شکل ۴ مشاهده می‌شود که دمای هوای خروجی از مبادله‌کن زمین‌به‌هوا، تا حد زیادی به دمای ورودی وابسته است. همچنین مشاهده می‌شود در بعضی از زمان‌ها بخصوص در روزهای ابتدایی و روزهای انتهایی شبیه‌سازی، دمای هوای ورودی به مبادله‌کن کمتر از دمای خروجی از آن است و در واقع در این روزها مبادله‌کن تأثیر عکس بر روی سرمایه‌ش می‌گذارد. باتوجه‌به خروجی مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در بیشتر زمان‌ها، این مبادله‌کن می‌تواند برای پیش سرمایه‌ش هوای ورودی به ساختمان استفاده شود. همچنین شکل حاضر، قابلیت مدل تحلیلی جدید را در شبیه‌سازی عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در شرایط واقعی کارکردی نشان می‌دهد.



شکل ۴- دمای هوای ورودی به مبادله‌کن زمین‌به‌هوا و خروجی از آن

شکل ۵ تأثیر عمق بکارگیری مبادله‌کن زمین‌به‌هوا را بر روی دمای هوای خروجی از مبادله‌کن نشان می‌دهد. سه عمق بکارگیری یک متر، دو متر و چهار متر در این نمودار شامل شده‌اند. باتوجه‌به شکل ۵ مشاهده می‌شود که چند روز اول شبیه‌سازی، عمق یک‌متری، عملکرد بهتری دارد. ولی به طور تقریبی از روز ۱۲۰ تا روز ۱۶۰ عمق دو متری عملکرد بهتری دارد. از روز ۱۶۰ تا روز ۱۹۰ عمق دو متری و

۳-۲- بررسی پارامتری

برای بررسی پارامتری شهر تهران انتخاب شده است و عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در این شهر ارزیابی شده‌است. پیدا کردن پارامترهای گرمایی خاک در رابطه (۴) (t_0, A_{surf}, T_m) به صورت دقیق کار مشکلی است، چون اغلب پارامترهای خاک نامشخص است [۲۵]. در مقاله حاضر دمای سطح خاک برابر با دمای هوای محیط بیرون در نظر گرفته شده است [۲۵ و ۲۶]. دمای هوای محیط بیرون از داده‌های آب‌وهوایی برای شهر تهران بدست آمده است. در مقاله حاضر از فایل داده‌های آب‌وهوایی شهر تهران که برای استفاده در نرم افزار EnergyPlus ساخته شده، استفاده شده است [۲۷-۲۸]. T_m برابر با دمای متوسط سالیانه هوای محیط بیرون در نظر گرفته شده است. همچنین مقادیر A_{surf} و t_0 با استفاده از برازش یک منحنی به فرم معادله (۲) برای دمای متوسط روزانه هوای محیط بیرون در طول یکسال بدست آمده است. در نهایت مقادیر این متغیرها مطابق جدول ۳ تخمین زده شده است. جنس خاک و مشخصات گرمایی آن از دیگر مواردی است که بر عملکرد گرمایی خاک تأثیر می‌گذارد. خواص ترموفیزیکی خاک [۱۹] و دیگر پارامترهای شبیه‌سازی نیز در جدول ۳ ارائه شده است.

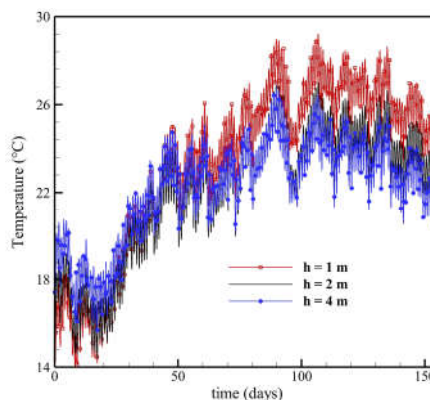
جدول ۳- خواص ترموفیزیکی خاک برای شهر تهران و دیگر

مقدار	نام
۱۷/۳	دمای متوسط سالیانه سطح خاک (°C)
۱۳/۷	دامنه تغییرات دمای سطح خاک در طول یک سال (°C)
۲۰	t_0 (day)
۲۰۵۰	چگالی خاک (kg/m^3)
۱۸۴۰	گرمای ویژه ($J/(kg K)$)
۰/۵۲	رسانایی گرمایی ($W/(m K)$)
۵۰	طول مبادله‌کن (m)
۲	عمق بکارگیری مبادله‌کن (m)
۵	سرعت متوسط هوای داخل لوله (m/s)
۱۱۰	قطر داخلی لوله (mm)

برای شرایط جدول ۳، توزیع دمای خاک در عمق‌های مختلف در شکل ۳ نشان‌داده شده است. نمودار برای یک سال (از یک فروردین تا ۲۹ اسفند) ترسیم شده است و باتوجه‌به شکل ۳ مشاهده می‌شود با افزایش عمق خاک تا ۴ متر دمای خاک تغییر می‌کند اما بعد از آن دمای خاک به طور تقریبی ثابت می‌ماند.

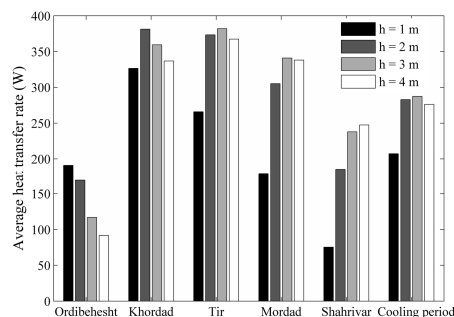
بررسی پارامتری برای دوره سرمایه‌ش و از یک اردیبهشت تا ۳۱ شهریور (به مدت ۱۵۶ روز) انجام گرفته است. باتوجه‌به اینکه در ماه فروردین دمای محیط بیرون مقدار پایینی است، این ماه در دوره شبیه‌سازی لحاظ نشده است. در شکل ۳ دوره شبیه‌سازی بین دو خط‌چین عمودی نشان‌داده شده است.

عمق چهارمتری تقریباً عملکرد یکسانی دارند. ولی از روز ۱۱۰۰م تا روز آخر عمق چهارمتری عملکرد بهتری دارد. دلیل این امر را باتوجه به شکل ۳ می‌توان توضیح داد. در روزهای اول شبیه‌سازی دمای خاک در عمق یکمتری پایین‌تر از عمق دو و چهارمتری است. به همین دلیل دمای خروجی از مبادله‌کن در این عمق بکارگیری، مقدار پایین‌تری دارد. ولی در اواسط دوره شبیه‌سازی، دمای خاک در عمق دو متری پایین‌تر است و این عمق عملکرد بهتری دارد. در اواخر دوره شبیه‌سازی دمای خاک در عمق ۴ متری پایین‌تر بوده و در نتیجه دمای خروجی از مبادله‌کن زمین‌به‌هوا پایین‌تر است.



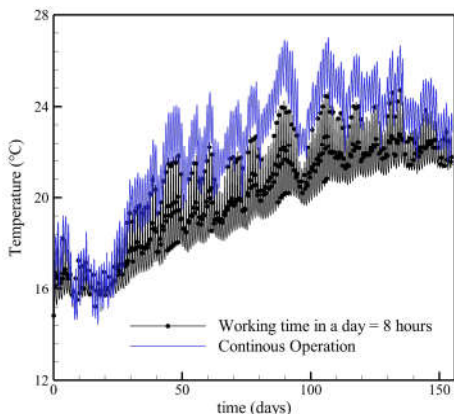
شکل ۵- تأثیر عمق بکارگیری مبادله‌کن زمین‌به‌هوا بر روی دمای خروجی از آن

برای مقایسه بهتر، شکل ۶ مقدار متوسط آهنگ انتقال گرما از هوا به خاک را در هر ماه (از اردیبهشت تا شهریور) و کل دوره شبیه‌سازی برای چهار عمق مختلف از یک تا چهار متر نشان می‌دهد. باتوجه به شکل مشاهده می‌شود که در ماه اردیبهشت عمق یکمتری عملکرد بهتری دارد. در ماه خرداد عمق دو متری عملکرد بهتری دارد و در بقیه ماه‌ها عمق سه‌متری عملکرد بهتری دارد. در کل دوره سرمایش نیز عمق سه‌متری بهترین عملکرد را دارد. باتوجه به شکل تغییر عمق از یک متر به دو متری باعث بهبود ۳۷٪ آهنگ انتقال گرمای متوسط در کل دوره سرمایش می‌شود. همچنین متوسط آهنگ انتقال گرما در کل دوره سرمایش از عمق دو متر تا چهارمتری تفاوت چندانی نمی‌کند.



شکل ۶- آهنگ انتقال گرمای متوسط از زمین‌به‌هوا در ماه‌های مختلف (از اردیبهشت تا شهریور) و کل دوره سرمایش برای عمق‌های به‌کارگیری مختلف

شکل ۷ تأثیر کارکرد منقطع را بر عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا نشان می‌دهد. در این شکل دمای خروجی از مبادله‌کن زمین‌به‌هوا برای دو حالت مختلف کارکرد پیوسته و کارکرد ۸ ساعت در شبانه‌روز نشان داده شده است. در کارکرد پیوسته مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در کل ۲۴ ساعت روشن است ولی در کارکرد ۸ ساعته، سیستم ۸ ساعت در شبانه‌روز روشن (از ساعت ۸ تا ۱۶) و ۱۶ ساعت دیگر (از ساعت ۱۶ تا ساعت ۸ صبح روز بعد) خاموش است. باتوجه به شکل ۷ مشاهده می‌شود که عملکرد سیستم در حالت کارکرد منقطع بهتر از کارکرد مداوم است. دلیل این امر، بازیابی گرمایی مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در زمان خاموش بودن سیستم است. با گذشت مدت زمانی از کارکرد سیستم، دمای خاک اطراف مبادله‌کن زمین‌به‌هوا به علت دریافت گرما از هوای داخل مبادله‌کن افزایش می‌یابد و به‌عبارت‌دیگر خاک از لحاظ گرمایی اشباع می‌شود. این امر سبب کاهش آهنگ انتقال گرما بین هوای داخل مبادله‌کن گرمایی و خاک اطراف آن می‌شود. در نتیجه عملکرد مبادله‌کن گرمایی افت پیدا می‌کند. در حالت کارکرد منقطع، دمای خاک اطراف مبادله‌کن در زمان خاموشی سیستم، در اثر تبادل گرما با محیط پیرامون خود، بازیابی شده و مقدار آن کاهش می‌یابد. مقدار کاهش دمای خاک به مدت‌زمان کارکرد سیستم و خاموشی آن بستگی دارد.



شکل ۷- عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در حالت کارکرد مداوم و منقطع

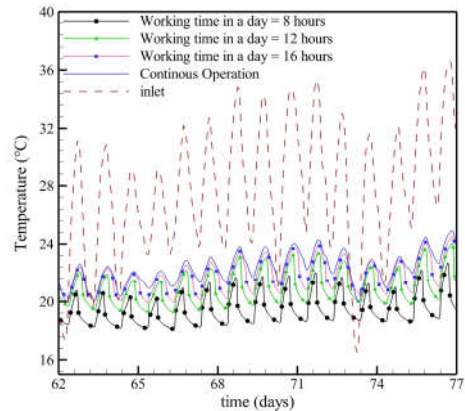
برای مقایسه بهتر عملکرد منقطع و پیوسته، شکل ۸ عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا را از تاریخ ۳۱ خرداد تا ۱۴ تیر (روز ۶۲ تا ۷۷ در شبیه‌سازی) نشان می‌دهد. در این نمودار دمای خروجی از مبادله‌کن در چهار حالت کارکردی به همراه دمای ورودی به مبادله‌کن نشان داده شده است. باتوجه به شکل مشاهده می‌شود که در حالتی که مبادله‌کن گرمایی ۸ ساعت در روز کار می‌کند، دمای خروجی مقدار پایین‌تری دارد و در نتیجه عملکرد بهتری دارد. با افزایش ساعات کارکرد مبادله‌کن در یک شبانه‌روز مقدار دمای خروجی از مبادله‌کن افزایش می‌یابد و در کارکرد پیوسته به بیشترین مقدار خود می‌رسد. هرچقدر ساعت کارکرد در یک شبانه‌روز کمتر باشد، مبادله‌کن مدت‌زمان بیشتری برای بازیابی گرما داشته و اشباع گرمایی کاهش می‌یابد، به همین دلیل در زمان روشن شدن سیستم در روز بعد، دمای خروجی از مبادله‌کن پایین‌تر خواهد بود.

از هوا به خاک اطراف مبادله‌کن را محاسبه کرد. همچنین مدل حاضر، تأثیر نوسانات دمای خاک در عمق‌های نزدیک سطح و در نتیجه تأثیر عمق بکارگیری مبادله‌کن زمین‌به‌هوا را در نظر می‌گیرد. برای بررسی انتقال گرما در مبادله‌کن زمین‌به‌هوا، میدان حل به دو قسمت تقسیم شده است. در مرحله اول دمای سطح خارجی لوله به‌ازای آهنگ انتقال گرمای متغیر با زمان در سطح خارجی لوله و با در نظر گرفتن تغییرات دمای خاک با عمق خاک محاسبه شده است. در مرحله بعدی با توسعه معادله انرژی پایا در داخل لوله، توزیع دمای هوا به‌صورت تابعی از دمای سطح خارجی لوله و دمای ورودی به‌دست‌آمده است. در نهایت دماها با روش سعی و خطا به دست آمده‌اند. اعتبارسنجی نتایج حاضر با داده‌های تجربی و شبیه‌سازی عددی تطابق خوبی را نشان می‌دهد. در ادامه تأثیر عمق در دمای خروجی و متوسط آهنگ انتقال گرما از هوای داخل مبادله‌کن به خاک اطراف مبادله‌کن زمین‌به‌هوا بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با تغییر عمق به‌کارگیری از یک متر به دو متر می‌توان آهنگ انتقال گرما را ۳۷٪ بهبود بخشید. تغییر عمق از دو تا چهار متر تأثیر چندانی بر عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا ندارد. در ادامه تأثیر ساعات کارکرد در یک شبانه‌روز برای عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا بررسی شده است. نتایج نشان داد که با کاهش ساعت کاری در یک شبانه‌روز، عملکرد مبادله‌کن بهبود می‌یابد. دلیل این امر بازایی گرمایی خاک اطراف مبادله‌کن در زمان‌های خاموشی سیستم است. به‌طوری‌که آهنگ انتقال گرمای متوسط با ۸ ساعت کارکرد در روز نسبت به ۲۴ ساعت کارکرد در روز ۶۶٪ بهبود می‌یابد.

۵- نمادها

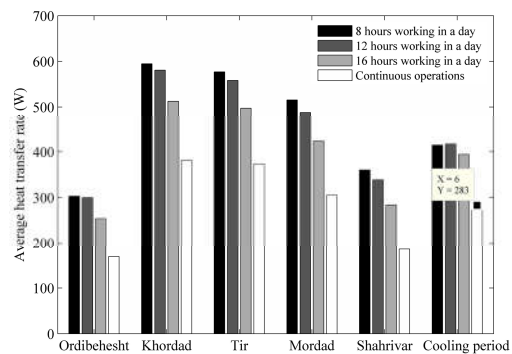
علامت انگلیسی

A	سطح مقطع (m^2)
c_p	گرمای ویژه ($J kg^{-1} K^{-1}$)
f	ضریب اصطکاک
L	طول مبادله‌کن (m)
h	عمق به‌کارگیری مبادله‌کن (m)
k	رسانایی گرمایی ($W m^{-1} K^{-1}$)
\dot{m}	دبی جرمی ($kg s^{-1}$)
P	بازه زمانی یک‌ساله (s)
Pr	عدد پرانتل
Q	آهنگ انتقال گرما (W)
q	آهنگ انتقال گرما بر طول واحد ($W m^{-1}$)
R	مقاومت گرمایی ($W^{-1} m K$)
Re	عدد رینولدز
r	شعاع (m)
T	دما ($^{\circ}C$)
t	زمان (s)
V	سرعت (m/s)



شکل ۸- عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در حالت کارکرد مداوم و منقطع از ۳۱ خرداد تا ۱۴ تیر (روز ۶۲ تا ۷۷ شبیه‌سازی)

شکل ۹ مقدار متوسط آهنگ انتقال گرما از هوا به زمین را در ماه‌های مختلف و همچنین در کل دوره شبیه‌سازی نشان می‌دهد. این مقادیر در زمان روشن بودن سیستم محاسبه شده‌اند. باتوجه به شکل مشاهده می‌شود که آهنگ انتقال گرما که در حالتی که مبادله‌کن ۸ ساعت در روز کار می‌کند، بیشترین مقدار را دارد و در کارکرد پیوسته کمترین مقدار را دارد. به‌طوری‌که در حالت کارکرد ۸ ساعته آهنگ متوسط انتقال گرما در کل دوره سرمایه‌ش برابر با ۴۷۰ وات است ولی برای کارکرد مداوم این مقدار برابر با ۲۸۳ وات می‌باشد که افزایش آهنگ انتقال گرما به میزان ۶۶٪ را در کارکرد ۸ ساعته نسبت به کارکرد ۲۴ ساعته نشان می‌دهد. البته باتوجه به شکل مشاهده می‌شود که تفاوت کمی بین کارکرد ۱۲ ساعته و ۸ ساعته وجود دارد که نشان‌دهنده این است که ۱۲ ساعت برای بازایی گرمایی کافی است.



شکل ۹- آهنگ انتقال گرمای متوسط از زمین‌به‌هوا در ماه‌های مختلف (از اردیبهشت تا شهریور) و کل دوره سرمایه‌ش برای عملکرد منقطع و مداوم

۴- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر یک حل تحلیلی برای بررسی عملکرد مبادله‌کن زمین‌به‌هوا در شرایط واقعی عملکردی ارائه شده است. با استفاده از مدل ارائه شده می‌توان به‌ازای هر نوع پروفیل دمای ورودی متغیر با زمانی دمای هوای خروجی از مبادله‌کن زمین‌به‌هوا، دمای متوسط سطح خارجی لوله، توزیع دما در خاک اطراف لوله و آهنگ انتقال گرما

علائم یونانی

α	پخشندگی گرمایی ($m^2 s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
زیرنویس‌ها	
cond	رسانش
conv	جاب‌جایی
f	سیال (هوا)
Ground	فاصله دور از سطح زمین
in	ورودی
out	خروجی
p	لوله
pi	سطح داخلی لوله
po	سطح خارجی لوله
s	خاک

۶- مراجع

- Isoldi L.A., Further realistic annual simulations of earth-air heat exchangers installations in a coastal city. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Vol. 37, p.100603, 2020.
- [12] Ghosal M.K. and Tiwari G.N., Modeling and parametric studies for thermal performance of an earth to air heat exchanger integrated with a greenhouse. *Energy conversion and management*, 47(13-14), pp.1779-1798, 2006.
- [13] Serageldin A.A., Abdelrahman A.K. and Ookawara S., Earth-Air Heat Exchanger thermal performance in Egyptian conditions: Experimental results, mathematical model, and Computational Fluid Dynamics simulation. *Energy conversion and management*, Vol. 122, pp. 25-38, 2016.
- [14] Rouag A., Benchabane A. and Mehdi C.E., Thermal design of Earth-to-Air Heat Exchanger. Part I a new transient semi-analytical model for determining soil temperature. *Journal of cleaner production*, Vol. 182, pp. 538-544, 2018.
- [15] Sehli A., Hasni A. and Tamali M., The potential of earth-air heat exchangers for low energy cooling of buildings in South Algeria. *Energy Procedia*, Vol. 18, pp. 496-506, 2012.
- [16] Al-Ajmi F., Loveday D.L. and Hanby V.I., The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. *Building and Environment*, Vol. 41, No. 3, pp.235-244, 2006.
- [17] Lee K.H. and Strand R.K., The cooling and heating potential of an earth tube system in buildings. *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 4, pp. 486-494, 2008.
- [18] Fazlikhani F., Goudarzi H. and Solgi E., Numerical analysis of the efficiency of earth to air heat exchange systems in cold and hot-arid climates. *Energy conversion and management*, Vol. 148, pp. 78-89, 2017.
- [19] Mirahmadi Golrodbari S.A., Maerefat M., Haghighi Poshtiri A. and Minaei A., Determination of optimum diameter of Earth to Air Heat Exchanger by analytical method for air conditioning. *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 12, pp. 481-490, 2016.
- [20] Minaei A., Talee Z., Safikhani H. and Ghaebi H., Thermal resistance capacity model for transient simulation of Earth-Air Heat Exchangers. *Renewable Energy*, Vol. 167, pp.558-567, 2021.
- [21] Kusuda T. and Achenbach P.R., *Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States*. National Bureau of Standards Gaithersburg MD. 1965.
- [22] Carslaw H.S. and Jaeger J.C., *Conduction of heat in solids* (No. BOOK). Clarendon press, Oxford, 1992.
- [23] Hahn D.W. and Özisik M.N., *Heat conduction*. John Wiley & Sons, New Jersey, 2012.
- [24] Bergman T.L., Incropera F.P., DeWitt D.P. and Lavine A.S., *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, New Jersey, 2011.
- [25] Bisioniya T.S., Design of earth-air heat exchanger system. *Geothermal Energy*, 3(1), pp.1-10, 2015.
- [26] Ozgener O., Ozgener L. and Tester J.W., A practical approach to predict soil temperature variations for geothermal (ground) heat exchangers applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 62, pp. 473-480, 2013.
- [27] Ebrahimpour A. and Maerefat M., A method for generation of typical meteorological year. *Energy Conversion and Management*, Vol. 51. No. 3, pp. 410-417, 2010.
- [28] Weather Data by Region. [Online]. Available: <https://energyplus.net/weather/sources>.
- [1] Bansal V., Misra R., Agrawal G.D. and Mathur J., Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for winter heating. *Energy and Buildings*, Vol. 41, No. 11, pp.1151-1154, 2009.
- [2] Ronge D. and Ubale D., Design of an Earth-Air Heat Exchanger System for Space Cooling in Climatic Conditions of Nagpur, India. In *Techno-Societal 2018*, pp. 479-488, 2020.
- [3] Ascione F., Bellia L. and Minichiello F., Earth-to-air heat exchangers for Italian climates. *Renewable energy*, Vol. 36, No. 8, pp. 2177-2188, 2011.
- [4] Bisioniya T.S., Kumar A. and Baredar P., Experimental and analytical studies of earth-air heat exchanger (EAHE) systems in India: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 19, pp. 238-246, 2013.
- [5] Bansal V., Misra R., Agrawal G.D. and Mathur J., Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling. *Energy and buildings*, Vol. 42, No. 5, pp. 645-648, 2010.
- [6] Mathur A., Surana A.K. and Mathur S., 2016. Numerical investigation of the performance and soil temperature recovery of an EATHE system under intermittent operations. *Renewable Energy*, Vol. 95, pp.510-521.
- [7] Bansal V., Misra R., Agarwal G.D. and Mathur J., 'Derating Factor' new concept for evaluating thermal performance of earth air tunnel heat exchanger: A transient CFD analysis. *Applied Energy*, Vol. 102, pp. 418-426, 2013.
- [8] Ramírez-Dávila L., Xamán J., Arce J., Álvarez G. and Hernández-Pérez I., Numerical study of earth-to-air heat exchanger for three different climates. *Energy and buildings*, Vol. 76, pp. 238-248, 2014.
- [9] Vaz J., Sattler M.A., dos Santos E.D. and Isoldi L.A., Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger. *Energy and Buildings*, Vol. 43, No. 9, pp. 2476-2482, 2011.
- [10] Brum R.S., Rocha L.A.O., Vaz J., Santos E.D. and Isoldi L.A., Development of simplified numerical model for evaluation of the influence of soil-air heat exchanger installation depth over its thermal potential. *International Journal of Advanced Renewable Energy Research*, Vol. 1, No. 9, pp. 505-514, 2012.
- [11] Hermes V.F., Ramalho J.V.A., Rocha L.A.O., Dos Santos E.D., Marques W.C., Costi J., Rodrigues M.K. and