# کاهش مصرف انرژی سیستم تهویه مرغداری با استفاده از مبدل بازیاب حرارتی

محمدهادی امینی[۱]، محمدحسین آق خانی[۲*]، محمد طبسی زاده[۲]

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه فردوسی مشهد

۲- عضو هئیت علمی گروه مهندسی بیوسیستم، دانشگاه فردوسی مشهد

* ایمیل نویسنده مسئول:aghkhani@um.ac.ir

## چکیده

یکی از شرایط لازم و حیاتی در نگهداری مرغ‌های پرورشی ایجاد محیطی با دمای مناسب، به ویژه در فصل سرد سال برای رسیدن به دمای مطلوب است که با مصرف سوخت بیشتر فراهم می‌شود. طبق آمار ارائه شده توسط سازمان بهینه سازی مصرف سوخت، امروزه در ایران، صنعت مرغداری پس از حمل و نقل دومین مصرف کننده‌ی بزرگ سوخت کشور است. به منظور صرفه جویی در مصرف انرژی، اصلاح الگوی مصرف و کاهش هزینه‌های تولید، استفاده از سیستم‌های بازیاب انرژی و حرارت احساس می‌شود. در این مطالعه به امکان استفاده از مبدل بازیاب حرارت جهت کاهش مصرف انرژی تهویه در مرغداری‌ها پرداخته شده است. نتایج حاصل از این مطالعه نشان داد که استفاده از سیستم بازیاب حرارت کویل گسترده (با کارایی ۵۵ درصد) برای بازیابی انرژی هوای در حال تهویه یک سالن پرورش مرغ به مساحت ۲۱۵/۷۳ متر مربع با تعداد ۵۰۰۰ قطعه مرغ باعث می‌شود که میزان ۴۱/۷۲ کیلووات در مصرف انرژی صرفه جویی شود.

**واژه‌های کلیدی:** تهویه مرغداری، مبدل بازیاب حرارت، مصرف انرژی

## مقدمه

یکی از پارامترهای حساس در دوره‌ی پرورش مرغ، دمای محیطی است که مرغ در آن پرورش می‌یابد، به‌طوریکه در ۷ هفته طول دوره‌ی پرورش بایستی سالن را در ۷ دمای متفاوت فراهم آورد.از آنجا که معمولا مرغ‌ها را در سوله‌های صنعتی با ابعادی بیش از ۱۰۰۰ مترمربع، پرورش می‌دهند، لذا گرم کردن سالن‌ها به سبب رسیدن به دمای مطلوب زندگی از موضوعات حائز اهمیت می‌باشد(پشمی و مرادی، ۱۳۸۹). افزایش اتلاف حرارت به هر دلیلی، باعث افزایش تولید حرارت برای ثابت نگهداشتن و تعادل درجه حرارت بدن نزدیک به درجه حرارت طبیعی می‌شود. اما ممکن است تغییر میزان تولید حرارت، مستقل از تغییر حرارت صورت گیرد. فعالیت‌های فیزیکی، تولید حرارت را افزایش خواهد داد، زیرا انرژی به طور ناقص برای کار مصرف می‌شود و اتلاف انرژی

به صورت حرارت ظاهر می‌گردد. افزایش مصرف غذا باعث افزایش تولید حرارت می شود، زیرا انرژی غذا به‌طور کامل مورد استفاده قرار نمی‌گیرد و حرارت در مراحلی از دوره زندگی آزاد می‌گردد(نظری باغ، ۱۳۸۵).اصولا زمانی نیاز به گرمایش احساس می شود که عواملی موجب هدر رفتن گرمای محیط شـــوند. اتلافات حرارتی از جداره‌ها، ســـقف، کف، پنجره‌ها، درها، نفوذ ناچیز هوا و تهویه از مهم‌ترین عوامل هدر رفت گرما در سالن و ساختمان محسوب می‌شوند.

آنچه گرمایش مرغداری‌ها را با گرمایش ســـایر اماکن متمایز می‌کند، میزان بالای تهویه این مکان اســـت. جایی‌که به اجبار برای بیرون راندن رطوبت اضافی، کربن دی اکسید و آمونیاک ایجاد شده توسط طیور بایستی میزان زیادی از هوای داخل را توسط تهویه بیرون و هوای ســرد خارج را جایگزین آن نمود. هدف اصــلی در اعمال تهویه، فراهم آوردن هوایی با کیفیت مناســب برای ماکیان است، بنابراین لازم است که همواره هوایی با اکسیژن کافی و حداقل میزان کربن دی اکسید ، کربن مونوکسید ، آمونیاک و گرد و غبار در اختیار ماکیان قرار بگیرد. تهویه حداقلی ناکافی و در نتیجه کیفیت نامناسب هوا در سالن مرغداری منجر به افزایش گازهای مضر ذکر شده و همچنین افزایش وقوع سندرم‌های وابسته به فاکتورهای مذکور می‌گردد. جدول ۱ راهنمای خوبی برای کیفیت هوا است.

**جدول ۱. راهنمای کیفیت هوا (رضایی و همکاران، ۱۳۹۱)**

| | |
|---|---|
| اکسیژن | > ۱۹/٪۶ |
| دی اکسید کربن | <۳۰۰ppm یا ۰/٪۳ |
| منواکسید کربن | <۱۰ppm |
| آمونیاک | <۱۰ppm |
| رطوبت نسبی | ٪۶۵ – ۴۵ |
| گرد و خاک | <۳/۴mg/m$^3$ |

دلایل اصلی واساسی نیاز به تهویه در مرغداری‌ها، برطرف کردن حرارت، برداشتن رطوبت اضافی، به حداقل رساندن گرد و خاک و بو، ایجاد محدودیت برای بالارفتن میزان گازهای مضر مانند آمونیاک و دی اکسید کربن و تامین اکسیژن برای تنفس طیور می‌باشد (Bucklin*et al*., 2012).

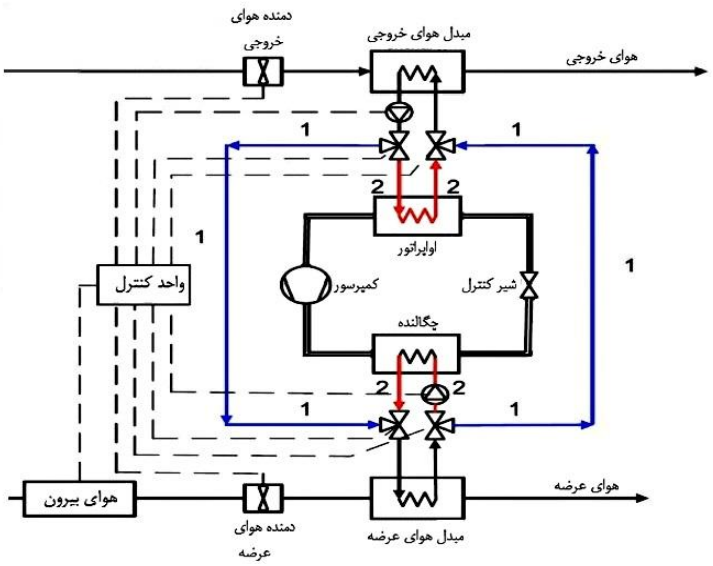
## مبدل بازیاب حرارت کویل گسترده

نام سیستم بازیاب حرارت کویل گسترده،ازپیوند دو مبدل بازیاب حرارتی و یک سیال اولیه که با سیال ثانویه که در آنجا می‌چرخد و تبادل حرارت می‌کند،تعیین شـده اسـت. بازیاب حرارتی کویل گسـترده از دو مبدل حرارتی که از لحاظ فیزیکی از هم جداهسـتند،

اســـتفاده می‌کند که در میان مبدل‌ها، بازیابی وانتقال حرارت، بین دو کانال هوای ورودی و کانال هوای خروجی اتفاق می‌افتد. این سیستم ممکن است نیاز به یک مخزن انبساط داشته باشد تا در شرایط انبساط وانقباض سیال، انتقال حرارت خود را با سیستم تطبیق دهد. برخلاف دیگر دستگاه‌های بازیابی حرارت، سیستم کویل گسترده به اینکه مجاری هوای ورودی و خروجی در کنار یکدیگر واقع شوند، نیازی ندارد.این یکی از مزایای بسیارخوب سیستم کویل گسترده است که آن را نسبت به سایر سیستم ها متمایز می‌سازد.

به عبارت دیگر در مقایسه با سایر سیستم‌های بازیابی آنتالپی مانند چرخ انرژی، استفاده از این سیستم بازیاب حرارت برای ارتقاء وسایل و تجهیزات، انعطاف بیشتری دارد چرا که کانال‌های ورودی و خروجی در مجاور یکدیگر نیستند(Valiet *al*., 2009).

اجزای اصلی این سیستم شامل: مبدل‌های حرارتی، سیال در حال چرخش بین دو مبدل، مدار کنترلی سیستم، لوله‌ها و اتصالات، پمپ سیرکولاتور[1] جریان سیال، منبع انبساط و دمنده‌های هوا می‌باشد. این سیستم به همراه اجزای آن در شکل ۱ نشان داده شده است.




**شکل ۱. سیستم مبدل بازیاب حرارت کویل گسترده و اجزاء اصلی شامل: دمنده‌های هوا، مبدل‌های حرارتی،واحد کنترل الکترونیکی و پمپ سیرکولاتور(Wallin andMadani, 2012).**

انتقال حرارت از هوای خروجی به هوای ورودی با استفاده از یک سیال میانی مانند آب صورت می‌پذیرد. به علت اینکه کانال‌های عرضه و خروجی هوا می‌توانند کاملا از هم جدا باشند، می توانند در بخش‌های مختلفی از ساختمان قرار گیرند. این قابلیت، انعطاف پذیری بالایی را فراهم می‌کند و همچنین امکان تداخل بین جریان‌های هوا، به هیچ وجه اتفاق نمی‌افتد. معایب اصلی این سیستم

1-Circulator

شامل، انتقال حرارت پایین سیال استفاده شده به عنوان عامل انتقال حرارتی و همچنین کاهش بهره‌وری سیستم با توجه به برق مصرفی برای پمپاژ سیال مورد نظر است که نیاز سیستم است. با این حال پمپاژ مایعات ساکن به طور قابل توجهی کمتر از انرژی فشرده سازی حرکت هوا با فن‌ها است(Mardiana and Riffat, 2012).

یکی از اولین مطالعات در رابطه با سیستم بازیاب حرارتی کویل پیرامون گسترده توسط کایس و لندون منتشر شد. در این تحقیق مشخص شد که در یک NTU[1] ثابت، زمانی که نرخ ظرفیت حرارتی هوا و کوپلینگ مایع با هم برابر بودند، سیستم دارای عملکرد مطلوبی بوده است. طراحی سیستم بازیاب حرارتی پیرامون گسترده توسعه یافت. محققین متوجه شدند که عملکرد یک سیستم کویل پیرامون گسترده به نرخ گردش سیال ثانویه حساس است و با تغییرات در نرخ جریان سیالات اولیه یا درمقاومت مربوط به گرفتگی و رسوب، نرخ مطلوب تغییر می‌کند. همچنین یک روش ساده جهت مانیتورینگ(نظارت) سیستم به منظور بررسی نرخ چرخش بهینه، پیشنهاد شد(Emerson, 1983). محققان یک روش طراحی گرمایشی آشکار مستقیم را در مطالعات خود بر روی سیستم بازیاب حرارتی کویل گسترده، پیشنهاد کردند. بر اساس افت فشارهوای مجاز، طراحی با حداقل تعداد سطرها شروع شده و تا زمانی که همه مشخصات مطابق شرایط پیش می‌رود، ادامه دارد.از این رو، کوچکترین کویل ممکن را می توان با این روش به دست آورد(Wang, 1985). از طرف دیگر حداکثر نرخ تهویه هوا با فضای بیرون وعملکرد ساختمان های اداری دارای سیستم بازیاب حرارتی پیرامون گسترده و ساختمان های اداری بدون سیستم بازیاب حرارتی پیرامون گسترده، برای بررسی صرفه جویی در انرژی مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج نشان داد که با استفاده از یک سیستم بازیاب حرارتی کویل گسترده در یک ساختمان، می‌توان مقدار قابل توجهی در مصرف انرژی صرفه جویی کرد و همچنین بدون آنکه مصرف انرژی افزایش یابد، می‌توان نرخ جریان هوا را برای تهویه افزایش داد(Dhital *et al.*, 1995). به تازگی، یک مدل عددی برای مطالعه انتقال حرارت در یک سیستم بازیاب حرارتی کویل گسترده با دو ترکیب از جریان مخالف و جریان متقاطع مبدل حرارتی توسعه داده شد. نتایج شبیه سازی، اثربخشی هر یک از مبدل های حرارتی جریان های متقاطع/مخالف را نشان داد و به طور کلی سیستم های پیرامون گسترده که به منظور توسعه استفاده شده بودند،ارتباط موثری را نشان دادند. بالاترین میزان کارایی محسوس، برای سطح کل داده شده از مبدل، برای مبدل هایی که دارای نسبت ابعاد کوچک‌تری هستند، به دست آمد(Vali*et al.*, 2009).

## مواد و روش‌ها

در این تحقیق یک مبدل بازیاب حرارت کویل گسترده برای یک واحد مرغداری با ظرفیت ۵۰۰۰ قطعه مرغ و با مساحت ۲۱۵/۷۳ متر مربع طراحی و محاسبات آن و میزان صرفه جویی در مصرف انرژی مربوطه محاسبه خواهد شد.

۱-Number of transfer unit

**اتلاف حرارت**

برای محاسبه میزان تلفات حرارتی دیوارها و کف سالن از رابطه (۱) استفاده شد (جعفریان و همکاران، ۱۳۸۹):

$$H = U.A.\Delta T \qquad (۱)$$

در این رابطه H اتلاف حرارتی(w)،Uضریب کلی انتقال حرارت ($\frac{w}{m^{2}℃}$)، Aمساحت بر حسب ($m^2$) و $\Delta T$ اختلاف دما پارامترهای مربوط به این رابطه هستند.

برای محاسبه دقیق‌تر میزان اتلاف حرارتی از سقف از رابطه ۲ استفاده شد (جعفریان و همکاران، ۱۳۸۹) :

$$t_u = \frac{t_1(A_1U_1 + A_2U_2 + A_3U_3 + etc.) + t_0(A_aU_a + A_bU_b + A_cU_c + etc.)}{A_1U_1 + A_2U_2 + A_3U_3 + etc. + A_aU_a + A_bU_b + A_cU_c + etc.} \qquad (۲)$$

در این رابطه $t_u$ دمای فضای گرم نشده مجاور($F$)، $t_1$دمای طرح داخل اتاق گرم نشده($F$)، $t_0$ دمای طرح خارج($F$)، $A_1, A_2, A_3, etc$ مساحت سطوح فضای گرم نشده مجاور که با سوله گرم شونده مشترکند($ft^2$)، $A_a, A_b, A_c, etc$ مساحت سطوح گرم نشده مجاور مشرف به خارج($ft^2$)، $U_1, U_2, U_3, etc$ ضرایب انتقال حرارت سطوح و $A_1, A_2, A_3, etc$ و $U_a, U_b, U_c, etc$ ضرایب انتقال حرارت سطوح $A_a, A_b, A_c, etc$ هستند.

توافق کلی بین مرغدارها برای درجه حرارت لازم جهت نگهداری جوجه‌ها در انکوباتور[1] یا در مراحل بعدی به طور دقیق وجود ندارد و هنوز اطلاعات آزمایشگاهی جامعی جهت تعیین این حرارت در دسترس نیست(فرزاد و خجسته‌پور، ۱۳۸۷). احتمالا شرایط گرمای مطلوب زمانی وجود دارد که یک محدوده مطلوبی از درجه حرارت برای جوجه‌ها فراهم باشد. مثلا حداکثر درجه حرارت ۳۷/۸ ℃ و حداقل آن ۱۵/۶ ℃ باشد(کرمانشاهی، ۱۳۸۱). در این مقاله دمای مناسب برای مرغداری در شرایط آب و هوایی مشهد ۲۲ ℃ لحاظ شده است و میانگین دما در فصل زمستان ۶/۴ ℃- در نظر گرفته شده است(جعفریان و همکاران، ۱۳۸۹). میزان کل تلفات حرارتی از دیوارها و سقف و کف سالن در جدول ۲ نمایش داده شده است.

**جدول ۲. میزان تلفات حرارتی سالن از قسمت‌های مختلف**

| میزان کل اتلاف حرارتی(w) | سطح انتقال حرارتی($m^2$) | سطح دریچه ها($m^2$) | مرزهای سیستم حرارتی |
|---|---|---|---|
| ۶۵۸۸/۸۵ | ۱۲۰/۵۵۵ | ۸/۷۱ | دیوار شمالی |
| ۷۲۳۱/۰۴۳ | ۱۲۰/۵۵۵ | ۱۲/۲ | دیوار جنوبی |
| ۱۱۰۸/۹۹۶ | ۱۴/۵ | ۵/۳۵ | دیوار شرقی |

1-Incubator

| | | | |
|---|---|---|---|
| دیوار غربی | ۹/۲۸ | ۱۳/۸۶ | ۲۲۴۶/۴۷۲ |
| کف | – | – | ۱۲۹۴/۳۸ |
| سقف | – | – | ۷۳۰۰/۳۰ |

میزان کل تلفات حرارتی ناشی از عدم عایق کاری معادل ۲۶۰۷۰ وات می‌باشد.

## میزان تهویه مورد نیاز سالن‌ها

مقدار هوایی که باید در داخل سالن‌ها تهویه گردد به سیستم تهویه، دما، رطوبت محیط، نوع و وزن زنده و تعداد طیور در سالن بستگی دارد. استاندارد اشری[۱] که معتبرترین استاندارد تهویه مطبوع در جهان است، متوسط هوای تازه سالن‌های مرغداری را به میزان $۰/۳۵ m^3/hr$ برای هر کیلوگرم جرم مرغ زنده در فصل زمستان پیشنهاد می‌کند. لازم به ذکر است که ارقام بالاتر از این استاندارد نتیجه‌ای جزء اتلاف انرژی و حرارت در پی ندارد. میزان هوای تازه مرغ‌های پرورشی در سنین و جرم‌های مختلف با توجه به این استاندارد در جدول ۳ آورده شده است (دانسفاله و شریف، ۱۳۸۷).

**جدول ۳. میزان هوای تازه مرغ‌های پرورشی در سنین و جرم‌های مختلف (دانسفاله و شریف، ۱۳۸۷).**

| سن(هفته) | جرم(گرم) | هوای تازه مورد نیاز($m^3/hr$) |
|---|---|---|
| ۱ | ۱۱۷/۵ | ۰/۰۴۰ |
| ۲ | ۲۹۸/۳ | ۰/۱۰۴ |
| ۳ | ۵۱۱ | ۰/۱۷۸ |
| ۴ | ۷۸۶ | ۰/۳۰۷ |
| ۵ | ۱۱۰۳ | ۰/۳۹۵ |
| ۶ | ۱۴۲۳ | ۰/۴۹۰ |
| ۷ | ۱۷۳۵ | ۰/۶۰۷ |
| ۸ | ۲۰۴۷ | ۰/۷۱۰ |

جدول بالا برای سالن‌های معمولی به ازای هر کیلوگرم وزن زنده طیور بیان شده است. این مقادیر در سالن‌های عایق بندی شده و مدرن و مجهز به سیستم تهویه متفاوت است. حداکثر وزن پرنده در طول دوره زندگی‌اش به طور میانگین ۲/۰۴۷ کیلوگرم است، و ظرفیت مرغداری ۵۰۰۰ قطعه است. پس بنابراین ظرفیت هواکش یا میزان هوای جابجایی از رابطه (۳) بدست می‌آید:

۱-ASHRAE

$$Q=0.71 \times 5000 \times 2.047 = 7266.85 \frac{m^3}{hr} \quad (۳)$$

برای محاسبه میزان تلفات بار حرارتی ناشی از تهویه با توجه به ظرفیت هواکش از رابطه(۴) استفاده شده است:

$$h = \rho \times c_p \times Q \times \Delta t \quad (٤)$$

در این رابطه، $\boldsymbol{h}$مقدار بار حرارتی مورد نیاز سالن ($75/85\ kw$)، $\rho$ جرم حجمی هوا ($1/205\ \frac{kg}{m^3}$)، $\boldsymbol{\Delta t}$ اختلاف دمای هوای داخل($۲۹۸\ k$) و خارج سالن($۲۶۷\ k$) بر حسب درجه کلوین، $c_p$ گرمای ویژه هوا ($1/005\ \frac{KJ}{Kg°k}$)، $Q$ میزان هوای جابجایی ($2/02\ \frac{m^3}{s}$) می‌باشند.

## میزان انرژی بازیابی

کارایی($\varepsilon$) در سیستم‌های بازیاب انرژی تجهیزات تهویه[۱](ERVs)یک ویژگی مهم محسوب می‌شود(ASHRAE, 2012).

کارایی سیستم بازیابی حرارت شاخصی است که میزان انرژی انتقالی و بازیافت شده توسط سیستم در شرایط کاری دستگاه را نشان می‌دهد.زمانی که میزان هوای خروجی و هوای ورودی با هم برابر باشند از رابطه (۵) استفاده می‌شود:

$$\varepsilon = \frac{q_{actual}}{q_{maximum}} = \frac{x_{sup,in} - x_{sup,out}}{x_{sup,in} - x_{exh,in}} \quad (۵)$$

در این رابطه برای کارایی محسوس $\boldsymbol{x_{sup,in}}$ ، $\boldsymbol{x_{sup,out}}$ ، $\boldsymbol{x_{exh,in}}$ به ترتیب دمای حباب خشک ورودی به مبدل کانال خروجی ، دمای حباب خشک خروجی از مبدل کانال هوای ورودی و دمای حباب خشک ورودی به مبدل کانال هوای ورودی به درجه‌سانتی‌گراد، و به همین ترتیب نسبت تری($kg_w/kg_{da}$) برای کارایی نهان و آنتالپی(J/kg) برای کارایی کل است(Hirene*t al.*, 2014). راندمان حرارتی سیستم بازیاب حرارت کویل گسترده به طور معمول بین ۴۵٪ تا ۶۵٪ است ( Mardiana and Riffat, 2012). در این تحقیق راندمان ۵۵٪ در نظر گرفته شده است.

میزان انرژی بازیابی شده با توجه به میزان تلفات حرارتی ناشی از تهویه($75/85\ kw$) و راندمان سیستم بازیاب حرارت (۵۵٪) برای مبدل بازیاب حرارت کویل گسترده، ۴۱۷۱۷ وات محاسبه شد.

## نتایج وبحث

میزان انرژی بازیابی شده بر حسب وات با توجه به راندمان بازیاب حرارتی با کانال غیر مجاور به میزان قابل قبولی است. استفاده از سیستم بازیاب حرارت کویل گسترده برای بازیابی انرژی هوای در حال تهویه یک سالن پرورش مرغ با تعداد ۵۰۰۰ قطعه مرغ

۱-Energy Recovery Ventilators

باعث می‌شود که میزان ۴۱/۷۲ کیلووات انرژی صرفه جویی شود. اما میزان کل تلفات حرارتی سالن از قسمت‌های مختلف ۲۵/۷۷ کیلووات است(در صورت عدم عایق‌کاری). بدیهی است در صورت عایق کاری و درز بندی تمامی سطوح و کاهش اتلاف حرارت از دیوارها، سقف و کف سالن، میزان صرفه جویی در انرژی سالانه مرغداری به مراتب افزایش می‌یابد. با افزایش ایزولاسیون محیط از نظر انتقال حرارت و کنترل دقیق سیستم بازیاب حرارت به همراه تهویه، میزان صرفه جویی در انرژی و در نتیجه کاهش هزینه‌های مربوط به مرغداری بیشتر به چشم می‌خورد.

## نتیجه‌گیری و پیشنهادات

۱- میزان تهویه‌ی بالا در سالن‌های پرورش مرغ, عامل اصلی تلفات انرژی و حرارت در مرغداری‌ها است. به همین منظور افزایش کارایی تجهیزات تهویه در صنعت مرغداری برای صرفه‌جویی انرژی از نظر اجرایی قابل انجام است.

۲- استفاده از سیستم بازیاب حرارت کویل گسترده، باعث صرفه جویی انرژی به میزان ۴۱/۷۲ kw شده است که کاهش مصرف و همچنین آسایش بیشتری را به همراه دارد.

۳- با استفاده از یک سیستم بازیاب حرارتی کویل گسترده در یک ساختمان، می‌توان مقدار قابل توجهی از انرژی را صرفه جویی کرد و همچنین میزان اثرات زیست محیطی را کاهش داد.

٤- با افزایش ایزولاسیون محیط از نظر انتقال حرارت و کنترل دقیق سیستم بازیاب حرارت به همراه تهویه، میزان صرفه جویی در انرژی و در نتیجه کاهش هزینه‌های مربوط به انرژی در مرغداری بیشتر به چشم می‌خورد.

٥- پیشنهاد می شود تحقیقات بیشتری در مورد پارامترهای تاثیرگذار(اختلاف دما، دبی هوا، دبی جریان سیال چرخشی بین مبدل‌ها و ...) بر کارایی سیستم بازیاب حرارت کویل گسترده صورت بگیرد.

## منابع

پشمی، م؛ مرادی، س،۱۳۸۹."ساختمان، تاسیسات و تجهیزات پرورش طیور"، انتشارات آموزش و ترویج کشاورزی.

جعفریان، م؛ صدرنیا، ح؛آق‌خانی، م. ح؛ صفری، ب؛ ثنایی مقدم، ا ،۲۵-۲۴ شهریور ۱۳۸۹."تحلیل تلفات حرارتی در مرغداری‌ها به کمک معادلات اساسی"، ششمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی و مکانیزاسیون، ایران، تهران، دانشگاه تهران.

دانسفاله، ر؛ شریف، م ،۲۶-۲۴ اردیبهشت ۱۳۸۷."وضعیت مصرف سوخت و پتانسیل‌های صرفه جویی انرژی در صنعت مرغداری کشور"، شانزدهمین کنفرانس سالانه بین المللی مهندسی مکانیک، ایران، کرمان، دانشگاه باهنر کرمان.

رضایی، و؛ شیری، م؛ بهبودی، س. ت، ۱۳۹۱."بررسی سیستم‌های تهویه در مرغداری‌ها"، سومین همایش ملی تهویه و بهداشت صنعتی، دانشگاه صنعتی شریف، دانشکده مکانیک، تهران.

کرمانشاهی، ح ،۱۳۸۱."پرورش طیور"، ترجمه، انتشارات دانشگاه فردوسی مشهد.

فرزاد، ع؛ خجسته پور، م ،۱۳۸۷."افزایش راندمان سرمایش هوا با سرمایش مرکب"، پنجمین کنگره ملی مهندسی ماشین‌های کشاورزی و مکانیزاسیون، دانشگاه فردوسی، مشهد.

نظری باغ، م ،۱۳۸۵."بهینه سازی کولرهای آبی موجود در مرغداری‌ها"، پروژه کارشناسی، دانشگاه فردوسی مشهد.

ANSI/ASHRAE STANDARD 84-2012. Method of Test for Air-to-air Heat/energy Exchangers, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.

Bucklin R.A., J.P. Jacob, F.B. Mather, 2012. Tunnel Ventilation of broiler houses, university of Florida, http://dis.ifas.ufl.edu.

Dhital P, Besant RW, Schoenau GJ.1995. Integrating run-around heat exchanger systems into the design of large office buildings. ASHRAE Transactions ;( 101):979–91.

Emerson WH.1983. Designing run-around coil systems original research article. Journal of Heat Recovery Systems; 3(4):305–9.

Hiren Patel ,GaomingGe, Mohamed R.H. Abdel-Salam, Ahmed H. Abdel-Salam, Robert W. Besant, Carey J. Simonson,. 2014. Contaminant transfer in run-around membrane energy exchangers, Energy and Buildings ;( 70):94–105.

Jörgen Wallin, Hatef Madani, Joachim Claesson.2012. Run-around coil ventilation heat recovery system: A comparative study between different system configurations.Applied Energy ;( 90):258–265.

Vali A, Simonson CJ, Besant RW, Mahmood G.2009. Numerical model and effectiveness correlations for a run-around heat recovery system with combined counter and cross flow exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer ;( 52):5827–40.

Wang JCY.1985. Practical thermal design of run-around air-to-air heat recovery system. Journal of Heat Recovery Systems ;( 5):493–501.