



## تحلیل اکسرژی هواساز حجم متغیر مجهز به مبدل هوا به هوا در دماهای مختلف

### میشم یاری

دانشگاه علوم پزشکی اصفهان، اصفهان، ایران.

[meysam.yari97@gmail.com](mailto:meysam.yari97@gmail.com)

Isfahan University of Medical Sciences, Isfahan, Iran

### صادق سلطانی

دانشکده مواد، دانشگاه مالک اشتر شاهین شهر [sadeghsoltani077@gmail.com](mailto:sadeghsoltani077@gmail.com)

### چکیده

مصرف انرژی در ساختمان تا 40 درصد مصرف کلی انرژی جهان را شامل می شود. 50٪ مصرف انرژی در ساختمانها مربوط به سیستم تهویه مطبوع است. در سالهای اخیر محققان زیادی بر کاهش مصرف انرژی و تاثیر آن بر مسائل زیست محیطی نگاهی ویژه داشته‌اند. بازیابی انرژی در ساختمانها یک راه حل موثر در کاهش مصرف انرژی می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. در این پژوهش اکسرژی هواساز حجم متغیر مجهز به مبدل هوا به هوا در دماهای مختلف مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. بدین منظور قوانین اول و دوم ترمودینامیک تواما برای یک هواساز توسعه داده شد. سپس به روشهای عددی معادلات استخراج شده حل گردید. در یک هواساز بدون هوای برگشتی، نصب مبدل هوا به هوا توان کویل سرد را 32/2٪ کاهش داده و از اینرو بازده قانون اول 49٪ افزایش می‌یابد. با نصب مبدل هوا به هوا برگشت ناپذیریها 23/9٪ کاهش یافته و از اینرو بازده قانون دوم 4٪ افزایش می‌یابد. اثر مثبت نصب مبدل هوا به هوا در هواساز با هوای برگشتی کمتر است. استفاده از مبدل هوا به هوا در یک هواساز با 50٪ هوای برگشتی، توان کویل سرد و برگشت ناپذیری را به ترتیب 19/7٪ و 13/6٪ کاهش داده و از اینرو بازده قانون اول و دوم به ترتیب 24.7٪ و 2٪ افزایش می‌یابد.

### واژه‌های کلیدی

هواساز، اکسرژی، بازده، مبدل هوا به هوا، برگشت‌ناپذیری

### 1- مقدمه

نزدیک به نیمی از انرژی مصرفی جهان به ساختمانها تعلق دارد. ریکاوری انرژی برای مقابله با مصرف زیاد انرژی در ساختمان به عنوان یک راه حل موثر توسط محققان زیادی مورد بررسی قرار گرفته شده است [1]. بازیافت انرژی به صورت انرژی نهان یا محسوس از یک هوا به هوای دیگر معمولاً انتقال می‌یابد. به طور کلی دو مبدل هوا به هوا وجود دارد، مبدل هوا به هوای محسوس که در آن فقط انرژی محسوس انتقال می‌یابد و مبدل هوا به هوای از نوع آنتالپی، که در آن انرژی نهان و محسوس، هر دو انتقال می‌یابد [2]. بازده یک مبدل هوا به هوا از نوع آنتالپی تحت تاثیر نوع و چیدمان مبدل قرار می‌گیرد. به طور کلی بازده کلی و محسوس یک مبدل هوا به هوا از نوع آنتالپی، بین 40 تا 80 درصد برای بازده کل و 50 تا 80 درصد برای بازده محسوس، تغییر می‌کند [3]. در سال 2011 آقای فرناردریزیرا و همکارش [4]، یک مطالعه تجربی و پارامتری از یک مبدل هوا به هوا انجام



دادند. آنها به این نتیجه رسیدند که نرخ انتقال حرارت در یک مبدل صفحه‌ای با کاهش دمای هوای تازه به صورت خطی افزایش می‌یابد. آنها همچنان فهمیدند که در بازه دما بین 5 تا 15 درجه بازده گرمایی مبدل هوا به هوا تغییر نمی‌کند و در بازه‌های دیگر تغییر می‌کند. برای دماهای بالاتر از 15 درجه، افزایش دمای هوای تازه باعث کاهش جزئی بازده می‌شود. آنها اثبات کردند وقتی رطوبت نسبی هوای ورودی تغییر می‌کند بازده کمتر از 10٪ درصد تغییر می‌کند. در سال 2010 آقای نسیف<sup>1</sup> و همکارانش [5]، آزمایشاتی بر روی عملکرد یک مبدل هوا به هوا از نوع آنتالپی انجام دادند. بدین منظور برای محاسبه بازده کل و محسوس اندازه‌گیری‌های زیادی از دما و رطوبت انجام شد. آنها فهمیدند که در مناطق گرم و مرطوب مصرف انرژی یک سیستم تهویه مطبوعی که از مبدل هوا به هوا استفاده می‌کند، 8 درصد کمتر از سیستم تهویه مطبوعی است که از مبدل هوا به هوا استفاده نمی‌کند. به عبارت دیگر، استفاده از مبدل هوا به هوا در ایرکاندیشن 8 درصد مصرف را پایین می‌آورد. آقای دلفانی و همکارانش [6]، چندین چیدمان مبدل حرارتی را در یک سیستم تهویه مطبوع مورد بررسی قرار داده و نشان دادند که در مناطق گرم و مرطوب مصرف انرژی می‌تواند تا 32 درصد کاهش پیدا کند.

آقای دینسر<sup>2</sup> و همکارانش [7]، یک سیستم جدید تهویه مطبوع را از نظر انرژی و اکسرژی به صورت عددی حل کردند. فرآیندهای مختلف سایکرومتریکی از قبیل سرمایش با رطوبت گیری، سرمایش و گرمایش فضا، سرمایش تبخیری و گرمایش همراه با رطوبت زنی مورد بررسی قرار گرفت، آنها فهمیدند که بیشترین اکسرژی اتلافی داخل فرآیند سرمایش و گرمایشی اتاق انجام می‌شود. سهم برگشت ناپذیری در این فرآیند 31/2 درصد می‌باشد. هم چنین باید اشاره کنیم که آنها قانون اول و دوم را به ترتیب 18/6 درصد و 33/1 محاسبه کردند. آنالیز اکسرژی دو سیستم رطوبت‌زدایی به وسیله آقای قاضی‌خانی و همکارانش [8] مورد بررسی قرار گرفت. توصیف اکسرژی اتلافی در رطوبت‌زنی با آنتالپی ثابت و فرآیند رطوبت‌زنی در دمای ثابت بررسی شد. محاسبات نشان داد که انرژی ورودی برای فرآیند با دمای ثابت 12 درصد از فرآیند آنتالپی ثابت بیشتر است. نتایج اکسرژی نشان داد که رطوبت‌زنی با دمای ثابت، اتلافات بیشتری نسبت به رطوبت زنی در آنتالپی ثابت دارد. آنها هم چنین نشان دادند رطوبت‌زنی در آنتالپی ثابت نسبت به دمای ثابت، انرژی کمتری مصرف می‌کند و هم اکسرژی اتلافی کمتری دارد.

در این مطالعه اثر اضافه کردن مبدل هوا به هوا بر بازده قانون اول، برگشت ناپذیری‌ها و بازده قانون دوم مورد بررسی قرار می‌گیرد.

## توصیف سیستم و معادلات حاکم بر آن

برای ارزیابی اثر نصب مبدل هوا به هوا ابتدا لازم است فرایندهای ترمودینامیکی هواساز مورد بررسی قرار گیرد. مطابق با **Error! Reference source not found.** هوای ورودی (0) ابتدا وارد مبدل هوا به هوا شده و با بخشی از هوای خروجی (2) تبادل انرژی و جرم خواهد داشت. هوای خروجی از مبدل هوا به هوا با شرایط نقطه (1) با هوای برگشتی ترکیب شده و هوای با مشخصات نقطه (3) را تشکیل می‌دهد. هوای ترکیبی با عبور از روی کویل سرد دچار فرایند سرمایش و رطوبت گیری خواهد شد. هوا با مشخصات نقطه (4) وارد کویل گرمکن شده و با افزایش دما، شرایط لازم برای ورود به اتاق را کسب خواهد کرد. بنابراین هوا با مشخصات نقطه (5) وارد فضا می‌شود. از طرفی حرارت محسوس و نهان از فضای بیرون به اتاق وارد می‌شود. شرایط هوای اتاق با نقطه (2) مشخص خواهد شد. هوای خروجی از اتاق با شرایط نقطه (2) دو مسیر را انتخاب می‌کند. بخشی از آن

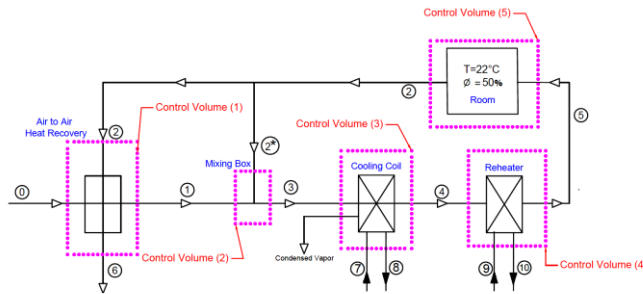
<sup>1</sup> Nasif

<sup>2</sup> Dincer



به هواساز برگشته و به عبارتی با هوای نقطه (1) ترکیب می شود. کسر جرم هوای برگشتی توسط پارامتر RR تعریف می شود.

$$RR = \frac{\dot{m}_2^*}{\dot{m}_3} \quad (1)$$



شکل 1: هواساز مجهز به مبدل هوا به هوا

بخش باقی مانده وارد مبدل هوا به هوا شده و پس از انجام فرایند انتقال حرارت و جرم، از مبدل خارج می شود.

### موازنه اکسرژی و انرژی برای هواساز

مطابق با روابط زیر می توان معادلات اکسرژی و انرژی را برای هواساز استخراج کرد:

معادلات برای حجم کنترل (1):

$$\dot{m}_0 h_0 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 \quad (2)$$

$$\dot{m}_0 X_0 + \dot{m}_2 X_2 - (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6) - X_{des,air\ to\ air} = 0 \quad (3)$$

معادلات برای حجم کنترل (2):

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (4)$$

$$\dot{m}_1 X_1 + \dot{m}_2 X_2 - \dot{m}_3 h_3 - X_{des,mixing} = 0 \quad (5)$$

معادلات برای حجم کنترل (3):

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{cond} h_{cond} \quad (6)$$

$$\dot{m}_3 X_3 + \dot{m}_7 X_7 - \dot{m}_4 X_4 - \dot{m}_8 X_8 - \dot{m}_{cond} X_{cond} - X_{des,cc} = 0 \quad (7)$$

معادلات برای حجم کنترل (4):

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{10} h_{10} \quad (8)$$

$$\dot{m}_4 X_4 + \dot{m}_9 X_9 - \dot{m}_5 X_5 - \dot{m}_{10} X_{10} - X_{des,h} = 0 \quad (9)$$

معادلات برای حجم کنترل (5):

$$\dot{m}_5 h_5 + Q_s + Q_l = \dot{m}_2 h_2 \quad (10)$$



$$\dot{m}_5 X_5 - \dot{m}_2 X_2 - X_{d,ess,r} = 0 \quad (11)$$

مقدار انتقال حرارت محسوس، نهان و کل، با خواص هوای مرطوب در ورودی و خروجی توسط روابط زیر مربوط میشوند:

$$Q_s = \dot{m}_5 \times C_p \times (T_2 - T_5) \quad (12)$$

$$Q_L = \dot{m}_5 \times h_{fg} \times (\omega_2 - \omega_5) \quad (13)$$

$$Q_T = Q_s + Q_L = \dot{m}_5 \times (h_2 - h_5) \quad (14)$$

برای محاسبه شرایط هوای خروجی از مبدل هوا به هوا از روابط زیر استفاده میشود.

$$\dot{m}_{min} = \min(c_0 \dot{m}_0, c_2 \dot{m}_2) \quad (15)$$

$$Q_{s,a} = \epsilon_s \dot{m}_{min} \times (h_A - h_2) \quad (16)$$

$$Q_{t,a} = \epsilon_t \dot{m}_{min} \times (h_0 - h_2) \quad (17)$$

مقدار  $\epsilon_s$  و  $\epsilon_t$  به بازده کلی و محسوس مبدل هوا به هوا اشاره دارد. در این رابطه  $h_A$  از نمودار سایکرومتریک و با توجه به شرایط  $[T = T_0, \omega = \omega_2]$  بدست می آید. مقدار  $c$  به ظرفیت گرمایی اشاره دارد. با توجه به معادلات بالا، شرایط هوای خروجی از مبدل هوا به هوا برابر است با:

$$T_1 = T_0 - \frac{Q_{s,a}}{c_0 \dot{m}_0} \quad (18)$$

$$h_1 = h_0 - \frac{Q_{t,a}}{\dot{m}_0} \quad (19)$$

$$T_6 = T_2 + \frac{Q_{s,a}}{c_2 \dot{m}_2} \quad (20)$$

$$h_6 = h_2 + \frac{Q_{t,a}}{\dot{m}_2} \quad (21)$$

انتالپی و نسبت رطوبت نقطه 3 با توجه به پارامتر RR و از رابطه زیر بدست می آید.

$$RR = \frac{h_1 - h_3}{h_1 - h_2} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1 - \omega_2} \quad (22)$$

در آنالیز اکسرژی به اکسرژی هوای مرطوب و آب تولیدی احتیاج می باشد. پارامترهای نامبرده از روابط زیر ترتیب حاصل می شوند:

$$X_{\text{condensed water}} = (C_{p,a} + \omega C_{p,v}) \left( T - T_0 - T_0 \ln \left[ \frac{T}{T_0} \right] \right) + (1 + 1.608\omega) R_2 T_0 \ln \frac{P}{P_0} + R_2 T_0 \left[ (1 + 1.608\omega) \ln \frac{1 + 1.608\omega}{1 + 1.608\omega_0} + 1.608\omega \ln \frac{\omega}{\omega_0} \right] \quad (23)$$

$$X_{\text{condensed water}} = h_f - h_{f0} - T_0 (s_f - s_{f0}) - R_v T_0 \ln(\phi_0) + v_f (P - P_{sat}) \quad (24)$$

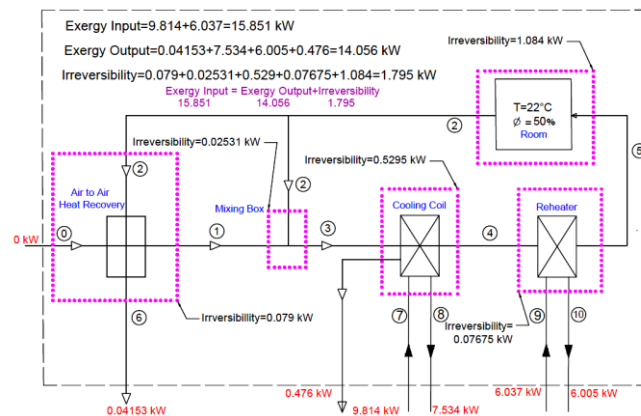
مقادیر  $h_{f0}$ ،  $s_{f0}$  به آنتالپی و انتروپی آب در دمای محیط و  $\phi_0$  رطوبت نسبی هوای محیط می باشد.

### بررسی نتایج

در قسمت قبل معادلات حاکم بر هواساز مورد بررسی قرار گرفت. با حل همزمان معادلات انرژی برای هر



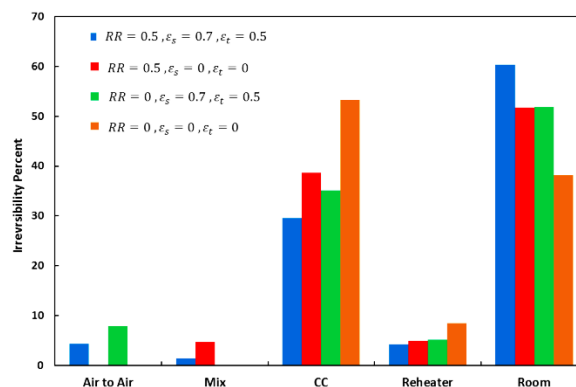
نقطه، دما، نسبت رطوبت، رطوبت نسبی و انتالپی بدست می آید. سپس با توجه به موازنه اکسرژی برای هر حجم کنترل، اتلاف اکسرژی نیز محاسبه خواهد شد. آنالیز اکسرژی در شکل 2 نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود اکسرژی ورودی و خروجی برابر نیستند. به عبارتی سیکل هواساز مورد مطالعه ایده آل نیست. اختلاف اکسرژی ورودی و خروجی میزان برگشت ناپذیری ها را نشان می دهد. هرچقدر اختلاف اکسرژی ورودی و خروجی کمتر باشد سیکل به حالت ایده آل خود نزدیکتر است. اختلاف اکسرژی ورودی و خروجی مطابق با شکل 2. **Error! Reference source not found.** برابر  $1.795 \text{ kW}$  می باشد. بیشترین اتلاف اکسرژی مطابق با شکل در فرایند اتاق (60٪ کل اتلاف) اتفاق می افتد. زیرا انتقال حرارت از فضای بیرون به داخل از طریق یک فرایند برگشت ناپذیر اتفاق می افتد. اتلاف اکسرژی در کویل سرد (تقریباً 30٪) در رتبه بعدی قرار دارد. فرایند انتقال گرما در اختلاف دمای قابل توجه بین هوای ورودی و آب داخل لوله های مبدل باعث اتلاف اکسرژی زیادی در این قسمت از هواساز میشود. بازده قانون دوم هواساز برابر 88/69٪ می باشد.



شکل 2: آنالیز اکسرژی هواساز مجهز به مبدل هوا به هوا در 22 درجه سانتی گراد

شکل 3: آنالیز اکسرژی هواساز مجهز به مبدل هوا به هوا در دمای 35 درجه سانتی گراد

مطابق با شکل 3. **Error! Reference source not found.** در هواساز پایه (هواساز بدون هوای برگشتی و مبدل هوا به هوا) بیشترین اتلاف اکسرژی با سهمی معادل 53٪ در کویل سرد اتفاق می افتد. ولی با استفاده از هوای برگشتی و یا مبدل هوا به هوا، توان کویل سرد کاهش زیادی پیدا کرده و از اینرو اتلاف اکسرژی در این قسمت از هواساز کاهش می یابد. در هواساز با هوای برگشتی (بدون مبدل یا با مبدل) و هواساز بدون هوای برگشتی و مجهز به مبدل هوا به هوا، بیشترین اتلاف اکسرژی در فرایند اتاق (بدلیل انتقال حرارت برگشت ناپذیر با محیط) رخ می دهد.



شکل 3: آنالیز اتلاف اکسرژی در قسمتهای مختلف هواساز



نمودار اتلاف را باید میثم بیارد

شکل 3: آنالیز اتلاف اکسرژی در قسمت‌های مختلف هواساز

## نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

مصرف انرژی در ساختمان‌ها 40٪ مصرف کل انرژی در دنیا را شامل می‌شود. یکی از بخش‌های پرمصرف انرژی در ساختمان، سیستم تهویه مطبوع می‌باشد که همواره باید برای کاهش مصرف انرژی در این بخش تمهیداتی صورت گیرد. با نصب مبدل هوا به هوا و یا استفاده از هوای برگشتی می‌توان مصرف انرژی را کاهش داد. در کل دو نوع سیستم تهویه وجود دارد: سیستم تهویه مطبوعی که در آن دبی سیستم مشخص نبوده و با حل ترمودینامیکی دبی مشخص خواهد شد، سیستم تهویه مطبوعی که در آن به کمک هوای تازه مورد نیاز ساکنین و دفعات تعویض هوا، دبی مشخص خواهد شد. به عبارتی دبی سیستم از پیش تعیین شده و مستقل از حل ترمودینامیکی هواساز می‌باشد. در این مطالعه هواساز نوع اول مورد تحلیل قانون اول و دوم قرار گرفت. ابتدا معادلات ترمودینامیکی بر مبنای قانون اول و دوم ترمودینامیک استخراج و سپس معادلات در نرم افزار EES حل شد. نتایج آن به شرح زیر می‌باشد:

- محاسبات نشان می‌دهد استفاده از مبدل هوا به هوا باعث کاهش دمای ورودی هوا و همزمان کاهش دبی هوا نیز می‌شود. از طرفی توان کویل سرد به هر دو پارامتر مذکور وابسته بوده و بنابراین توان سرمایی کویل با کاهش هر دو پارامتر، کاهش می‌یابد.
- در یک هواساز بدون هوای برگشتی نصب مبدل هوا به هوا توان کویل سرد را 32/2٪ کاهش داده و از اینرو بازده قانون اول 49٪ افزایش می‌یابد. برگشت ناپذیری های هواساز نیز متاثر از نصب مبدل هوا به هوا می‌باشد. زیرا تلفات اکسرژی در کویل سرد به دلیل کاهش توان کویل سرد، کاهش می‌یابد. با نصب مبدل هوا به هوا برگشت ناپذیریها 23/9٪ کاهش یافته و از اینرو بازده قانون دوم 4٪ افزایش می‌یابد.
- اثر مثبت نصب مبدل هوا به هوا در هواساز با هوای برگشتی کمتر است. برای مثال استفاده از مبدل هوا به هوا در یک هواساز با 50٪ هوای برگشتی، توان کویل سرد و برگشت ناپذیری به ترتیب 19/7٪ و 13/6٪ کاهش داده و از اینرو بازده قانون اول و دوم به ترتیب 24.7٪ و 2٪ افزایش می‌یابد.
- در هواساز پایه (هواساز بدون هوای برگشتی و مبدل هوا به هوا) بیشترین اتلاف اکسرژی با سهمی معادل 53٪ در کویل سرد اتفاق می‌افتد. ولی با استفاده از هوای برگشتی و یا مبدل هوا به هوا، توان کویل سرد کاهش زیادی پیدا کرده و از اینرو اتلاف اکسرژی در این قسمت از هواساز کاهش می‌یابد. در هواساز با هوای برگشتی (بدون مبدل یا با مبدل) و هواساز بدون هوای برگشتی و مجهز به مبدل هوا به هوا، بیشترین اتلاف اکسرژی در فرایند اتاق (بدلیل انتقال حرارت برگشت ناپذیر با محیط) رخ می‌دهد.

## فهرست علائم

$m$	دبی جرمی $\left(\frac{kg}{s}\right)$
$h$	انتالپی $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
$Q$	نرخ انتقال حرارت $(kW)$
$X$	اکسرژی $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
	علائم یونانی
$\omega$	نسبت رطوبت $\left(\frac{m_v}{m_a}\right)$
$\varphi$	رطوبت نسبی



زیر نویس	
هوا	$a$
اتلافی	$des$
محسوس	$s$
کل	$t$

## مراجع

- [1] 2011 DOE Building Energy Data Book; March 2012
- [2] Zeng, C., Liu, S., Shukla, A., 2017, "A review on the air-to-air heat and mass exchanger technologies for building applications". Renewable and Sustainable Energy Reviews 75 pp 753–774.
- [3] Mardiana-Idayu A., Riffat S.B., 2012, "Review on heat recovery technologies for building applications". Renew Sustain Energy Rev; 16, pp1241–55.
- [4] Fernández-Seara, J., Diz, R., Francisco Uhía, J. 2011, "Experimental analysis of an air-to-air heat recovery unit for balanced ventilation systems in residential buildings", Energy Conversion and Management, 52, pp 635–640.
- [5] Nasif, M., AL-Waked, R., Morrison, G., Behnia, M., (2010) "Membrane heat exchanger in HVAC energy recovery systems, systems energy analysis", Energy and Buildings, 42, pp 1833–1840.
- [6] Delfani, S., Pasharshahi, H., Karami, M., (2012), "Experimental investigation of heat recovery system for building air conditioning in hot and humid areas", Energy and Buildings, 49, pp 62–68.
- [7] Ghosh, S, Dincer, I., (2015), "Development and performance assessment of a new integrated system for HVAC&R applications", Energy, 80, pp159-167.
- [8] Ghazikhani, M., Khazaei, I., Vahidifar, S., (2016) "Exergy analysis of two humidification process methods in air-conditioning systems", Energy and Buildings, 124, pp 129–140.