

## انتقال حرارت توأم با تقطیر بخار آب در مبدل‌های لوله - پره‌ای

حسین شکوهمند

دانشیار گروه مهندسی مکانیک دانشکده فنی دانشگاه تهران

نادر آل ابراهیم

عضو هیأت علمی جهاددانشگاهی دانشکده فنی دانشگاه تهران

### چکیده

مبدل‌های حرارتی انبساط مستقیم سیال عامل لوله‌ای با پره‌های مسطح<sup>۱</sup> بطور وسیعی در سیستم‌های تهویه مطبوع کاربرد دارد. یکی از موارد استفاده این مبدل‌ها سرمایش و رطوبت‌گیری همزمان می‌باشد. در صورتیکه هوای عبوری از روی کویل مرطوب بوده و دمای کویل زیر نقطه شبنم هوای ورودی باشد. بر روی پره‌های کویل تقطیر صورت می‌گیرد.

در این پژوهش یک مبدل دوردیفه با آرایش لوله‌های مثلثی، جهت بررسی پدیده انتقال حرارت و جرم در نظر گرفته شده است. با یک تحلیل دوبعدی روی یک سلول واحد از این مبدل، معادلات حاکم بدست آمده است. به دلیل بررسی همزمان هدایت در پره و جابجائی روی سطح آن معادلات بهم وابسته و مکانیزم انتقال حرارت بصورت توأم<sup>۲</sup> می‌باشد. این معادلات به روش اختلاف محدود حل گردیده و توزیع دما و راندمان پره تحت شرایط سطح‌تر و خشک با تغییر گام و جنس پره، دما و رطوبت هوای ورودی و عدد رینولدز جریان بدست آمده است. نتایج نشان می‌دهند که با افزایش هدایت حرارتی پره مقاومت حرارتی کاهش یافته و تغییرات دمای پره در جهت شعاعی از مرکز به خارج کاهش می‌یابد و راندمان پره بیشتر می‌شود. یعنی جنس پره سهم مهمی در راندمان پره دارد. همچنین در یک جنس معین پره، با افزایش گام پره و یا بالارفتن دما و یا رطوبت هوای ورودی راندمان کاهش می‌یابد. بعلاوه راندمان پره با سطح مرطوب، پایین‌تر از راندمان یک پره خشک می‌باشد. اثر انتقال جرم با در نظر گرفتن ضریب تقطیر موضعی، C لحاظ شده است.

### مقدمه

بصورت یک خط مستقیم می‌باشد، معادله دیفرانسیل حاکم را برای توزیع دمای پره بدست آورده است. اخیراً [۲] Coney و همکارانش با بکاربردن تشابه میان انتقال جرم و حرارت، اثر انتقال حرارت و جرم بوسیله جابجایی در هوای نزدیک لایه تقطیر، همراه با هدایت پره را در نظر گرفته‌اند و توزیع دما در حالت یک بعدی، ضخامت لایه تقطیر و راندمان پره را برای جریان آرام هوای مرطوب بصورت عددی بدست آورده‌اند.

Saboya & Sparrow [۳] و [۴] ضرایب انتقال

حرارت موضعی روی پره را برای یک مبدل حرارتی لوله - پره‌ای یک و دو ردیفه با استفاده از تشابه بین

کویل‌های انبساط مستقیم DX بصورت مبدل لوله - پره‌ای برای رطوبت‌گیری و سرمایش بطور وسیعی در تجهیزات تهویه مطبوع کاربرد دارد. وقتی سطح مبدل با هوای مرطوب در تماس بوده و دمای مبدل زیر نقطه شبنم هوای در جریان باشد بر روی کویل تقطیر رخ می‌دهد. تلاش‌های زیادی برای تحلیل راندمان یک پره در حالت مرطوب صورت گرفته است.

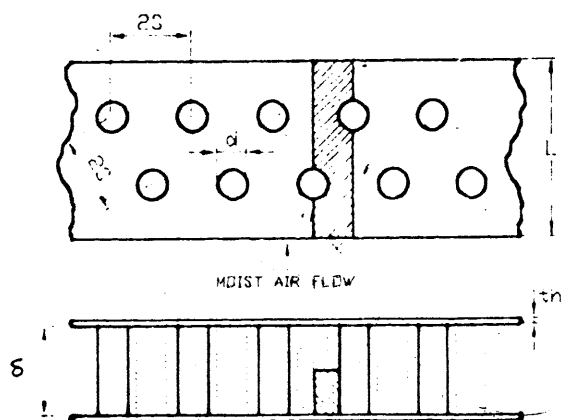
McQuiston [۱] راندمان پره با سطح مقطع یکنواخت را با احتساب انتقال جرم هوای مرطوب تحلیل کرده است. با فرض اینکه انتقال حرارت یک بعدی و مسیر هوا از ورود تا خروج روی نمودار مشخصات هوا

صرفنظر است.

- ۴ - تقطیر تشکیل یک فیلم صاف و پیوسته روی پره می دهد و ضخامت فیلم تقطیر بر جریان هوا تأثیری ندارد.
- ۵ - مقاومت گرمائی سطح تماس مایع با بخار و مایع با دیواره ناچیز است.
- ۶ - مخلوط هوا و بخار (هوای مرطوب) همگن است بطوریکه گرادیان تمرکز جرم صفر است.
- ۷ - ضرائب انتقال روی پره ثابت می باشند.
- ۸ - همه خواص تقطیر ثابت و در دمای متوسط پره بدست می آید.
- ۹ - فشار هوا یک اتمسفر و از اثر افت فشار مربوط به جریان هوا صرفنظر می شود.
- ۱۰ - از تبادل گرمائی سطح لوله صرفنظر شده است.

[۵] و [۴] و [۳].

### ۱- فرمول بندی ریاضی



شکل ۱: شماتیک مبدل دوردیفه لوله‌ای با پره‌های تخت سرتاسری و سلول واحد مورد مطالعه.

### ۱-۲- معادلات حاکم

موازنه انرژی روی صفحه پره و جریان هوای مرطوب در حال حرکت بطور جداگانه معادلات دیفرانسیل حاکم را بدست می دهد. برای حالتی که توزیع دما در پره دوبعدی است، معادله حاکم برای صفحه پره بصورت زیر بیان می شود:

انتقال حرارت و جرم و با استفاده از تکنیک تصعید نفتالین بدست آورده‌اند.

Rosman و همکارانش [۵] با استفاده از تشابه بین انتقال حرارت و جرم ضرایب انتقال حرارت موضعی را برای پره کوئل دو ردیفه بدست آوردند. آنها برای بدست آوردن اطلاعات لازم از یک روش تجربی استفاده کرده‌اند. در این تحلیل دو بعدی توزیع دما و راندمان پره در اعداد رینولدز متفاوت و با جنس های گوناگون بدست آمده است. اما اثر تقطیر منظور نگردیده و تنها مسئله انتقال حرارت مورد بحث قرار گرفته است.

Chen [۶] اثر عبور هوای مرطوب از میان دو پره موازی را روی راندمان پره در حالت دوبعدی بررسی نموده است. کاظمی نژاد [۷] در مقاله خود تحلیل یک‌بعدی، هدایت حرارتی پره و تعیین کارایی آن تحت شرایط سرمایش و رطوبت گیری را مورد بررسی قرار داده است.

کلیه مراجع ذکر شده یا فقط انتقال حرارت را مورد بررسی قرار داده‌اند و یا اینکه مساله انتقال حرارت و جرم را بطور همزمان اما یک بعدی حل نموده‌اند. در این مقاله با حل دو بعدی معادلات حاکم روی یک سلول واحد که کنار هم چیده شدن آن یک مبدل کامل را تولید می نماید، توزیع دما در پره و راندمان آن تحت شرایط مختلف جریان هوای ورودی و جنس پره متفاوت بدست آمده است. در این تحقیق بسیاری از فرضیات ساده کننده‌های دیگران کنار گذاشته شده و مساله بصورت واقعی تری بیان و حل گردیده است.

### ۱-۱- فرضیات

مسئله را با فرضیات زیر ساده می‌کنیم:

- ۱ - جریان هوای مرطوب پایدار و سرعت یکنواخت می باشد.
- ۲ - خواص ترموفیزیکی هوای مرطوب در طول مبدل را ثابت می گیریم و از تغییرات خواص بواسطه افت فشار کل در مبدل صرفنظر می گردد.
- ۳ - تغییرات دما در ضخامت پره کوچک و قابل

که  $t_\infty$  و  $w_\infty$  به ترتیب دمای هوای مرطوب و نسبت رطوبت آن و  $t$  دمای پره و  $w$  نسبت رطوبت هوای اشباع در دمای  $t$  می باشند.

حال موازنه انرژی و جرم را روی هوای در جریان متصل به سطح کوچک  $dx, dy$  پره می نویسیم .

انتقال جرم

$$\frac{\partial w_{\infty}}{\partial y} = - \frac{2h}{G_a \delta CP_a} (w_\infty - w) \quad (8)$$

انتقال حرارت به سطح پره

$$\frac{\partial t_{\infty}}{\partial y} = - \frac{2h}{G_a \delta CP_a} (t_\infty - t) \quad (9)$$

که  $G_a$  سرعت جرمی هوای عبوری در حالت پایدار و  $\delta$  فاصله بین دو پره می باشد. با ترکیب معادلات فوق

داریم:

$$\frac{\partial w_{\infty}}{\partial t_{\infty}} = \frac{w_\infty - w}{t_\infty - t} \quad (10)$$

معادله ۱۰ نشان می دهد که شیب لحظه‌ای مسیر هوا بر روی نمودار مشخصات هوا  $\frac{\partial w_\infty}{\partial t_\infty}$  از اتصال مستقیم حالت هوا با حالت اشباع سطح تماس در همان موقعیت محاسبه می شود. این شیب در هر لحظه خاص مقدار ثابتی است که با  $c$  نمایش می دهیم .

$$c = \frac{w_\infty - w}{t_\infty - t} \quad (11)$$

با استفاده از معادلات ۱ و ۷ و ۱۱ معادله دیفرانسیل حاکم را بدست می آوریم .

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{2h}{Kt_h} (t_\infty - t) \left(1 + \frac{i_{fg} c}{CP_a}\right) = 0 \quad (12)$$

معادله ۱۲ به همراه معادلات ۸ و ۹ معادلات دیفرانسیل حاکم بر این مسئله می باشند با حل این معادلات توزیع دما در پره و توزیع خواص هوا روی سطح پره بدست می آیند. اثر تقطیر در معادله بصورت عبارت  $\frac{i_{fg} c}{CP_a}$  ظاهر می گردد.

McQuiston در کتاب [۸] و مقالات خود [۱۱] مقدار

$$c = \frac{w_{\infty i} - w_{fb}}{t_{\infty i} - t_h} \quad c \text{ را ثابت و برابر با نسبت}$$

پیشنهاد نموده است . که حاصل تقسیم تفاضل نسبت

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{2q}{Kt_h} = 0 \quad (1)$$

$q$  شار حرارتی موضعی برحسب  $W/m^2$  و از دویخش تشکیل شده است :

(۱) انتقال حرارت  $q_s$  مربوط به اختلاف دمای بین سطح پره و هوای مرطوب در جریان

(۲) انتقال حرارت  $q_L$  مربوط به تقطیر بخار آب موجود در هوا

$$q = q_s + q_L \quad (2)$$

با تعریف  $h_d$  و نسبت رطوبت بعنوان پتانسیل محرک داریم :

$$G_w = h_d (w_\infty - w) \quad (3)$$

که  $G_w$  سرعت جرمی بخار آب تقطیر شده روی سطح و  $h_d$  ضریب انتقال جرم برحسب  $kg/sec.m^2$  می باشد. بخار آب تقطیر شده روی سطح پره گرمای نهان  $i_{fg}$  با شار حرارتی زیر را آزاد می کند:

$$q_L = h_d i_{fg} (w_\infty - w) \quad (4)$$

چون عدد لوئیز هوای مرطوب تقریباً برابر یک می باشد. ارتباط میان  $h_d$  و  $h$  مشخص می گردد.

$$h_d = \frac{h}{CP_a} \quad q_L = \frac{h i_{fg}}{CP_a} (w_\infty - w) \quad (5)$$

که  $h$  ضریب انتقال حرارت جابجائی و  $CP_a$  گرمای ویژه هوای مرطوب عبوری می باشد. حرارت محسوس را می توان بصورت زیر نوشت :

$$q_s = h (t_\infty - t) \quad (6)$$

با جایگزینی معادلات پنج و شش در معادله دوم کل شار حرارتی انتقال یافته از هوای مرطوب به پره خواهد شد.

$$q = h [(t_\infty - t) + \frac{i_{fg}}{CP_a} (w_\infty - w)] \quad (7)$$

$$T = \frac{t - t_b}{t_{\infty i} - t_b} \quad (۱۶)$$

$$T_{\infty} = \frac{t_{\infty} - t_b}{t_{\infty i} - t_b} \quad (۱۷)$$

$$C = \frac{ifgc}{C_{pa}} \quad (۱۸)$$

برای اینکه دامنه تغییرات  $W$  را بین صفر و یک محدود کنیم دو نسبت بی بعد زیر را تعریف می کنیم:

$$W = \frac{w - w_b}{w_{\infty i} - w_b} \quad (۱۹)$$

$$W_{\infty} = \frac{w_{\infty} - w}{w_{\infty i} - w_b} \quad (۲۰)$$

مقادیر فوق را در معادلات حاکم قرار می دهیم تا معادلات بی بعد حاکم بدست آید.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} + M(T_{\infty} - T)(1 + C) = 0 \quad (۲۱)$$

$$\frac{\partial T_{\infty}}{\partial Y} = -N(T_{\infty} - T) \quad (۲۲)$$

$$\frac{\partial W_{\infty}}{\partial Y} = -N(W_{\infty} - W) \quad (۲۳)$$

با شرایط مرزی

$$\frac{\partial T}{\partial X} = 0 \quad \text{در} \quad X = 0, \quad X = P$$

$$\frac{\partial T}{\partial Y} = 0 \quad \text{در} \quad Y = 0, \quad Y = 1$$

$$T = 0 \quad \text{بر روی مرز لوله} \quad (۲۴)$$

در  $Y = 0$  مقدار معلوم  $T_{\infty i} = F$  ،  $W_{\infty i} = 1$  در معادلات فوق  $C, N, M, P$  دارای مقادیر زیر می باشند.

$$P = \frac{s}{L} \quad (۲۵)$$

$$M = \frac{2hL^2}{Kt_h} \quad (۲۶)$$

$$N = \frac{2hL}{G_a \delta C P_a} \quad (۲۷)$$

$$C = R \frac{W_{\infty} - W}{T_{\infty} - T} \quad (۲۸)$$

رطوبت هوای ورودی به کوئل از نسبت رطوبت پایه پره به تفاضل دمای هوا در ورود از دمای پره در پایه می باشد او اعتقاد دارد که مقدار  $c$  واقعاً کمتر از ۱۰ درصد از ورود تا خروج تغییر می کند و این گفته را با آزمایش تصدیق نموده است. با توجه به دلایل ارائه شده در این تحلیل مقدار  $c$  را ثابت نگرفته و از معادله ۱۱ آنرا بطور لحظه ای محاسبه می نمائیم. [۲] cone یک چند جمله ای درجه دوم برخط اشباع نمودار مشخصات هوا در محدوده تغییرات دمائی پره، تقریب نموده است. با داشتن ارتباط میان  $w$  و  $t$  می توانیم یکی از مجهولات را کم نمائیم.

$$w = 1.2075 - 0.9125 \times 10^{-2}t + 0.1726 \times 10^{-4}t^2 \quad (۱۳)$$

۱-۳- شرایط مرزی

الف) در محل اتصال پره به لوله دمای پره برابر با دمای پایه پره و مقدار ثابت است.

$$t_{(x,y)} = t_b$$

ب) از انتقال حرارت در نوک پره بدلیل کوچکی سطح صرف نظر می شود.

$$\frac{\partial t}{\partial y} = 0 \quad \text{در} \quad y = 0, y = L$$

ج) بدلیل تقارن و شکل خاص سلول انتخابی در دو مرز  $x = s, x = 0$  انتقال حرارت صورت نمیگیرد و این دو مرز مانند مرز عایق عمل می کنند.

$$\frac{\partial t}{\partial x} = 0 \quad \text{در} \quad x = 0, x = s$$

د) در مرز ورودی هوا مقدار دما و نسبت رطوبت معلوم می باشد:

$$t_{\infty} = t_{\infty i} \quad \text{در} \quad y = 0$$

$$w_{\infty} = w_{\infty i} \quad \text{در} \quad y = 0$$

۱-۴- بی بعد کردن مسأله

متغیرهای بی بعد زیر را تعریف می کنیم،

$$X = \frac{x}{L} \quad (۱۴)$$

$$Y = \frac{y}{L} \quad (۱۵)$$

معادلات ۲۱ و ۲۲ و ۲۳ پیچیده و شامل معادلات دیفرانسیل درجه دوم بهم وابسته هستند لذا حل تحلیلی آنها با شرایط مرزی ۲۴ مشکل بوده و با یک حل عددی از روش اختلاف محدود جایگزین می‌گردد. در حل عددی ابتدا یک شبکه دوبعدی با استفاده از روش معادله دیفرانسیل Elliptic در دامنه فیزیکی موردنظر بدست آمد. سپس با انتقال معادلات به دامنه محاسباتی فرم اختلاف محدود آن استخراج گردید. بدلیل وابسته بودن معادلات مقادیر  $T$ ,  $T_{\infty}$ ,  $W_{\infty}$  را نمی‌توان بطور مستقل بدست آورد. بنابراین لازم است کلیه معادلات بصورت یکجا حل گردند. مراحل حل معادلات بصورت زیر می‌باشد.

- ۱- حدس اولیه برای توزیع دما در پره  $T_{i,j}$  و محاسبه  $W_{i,j}$
  - ۲- حل معادله تغییرات نسبت رطوبت با شرایط مرزی واقعی معلوم
  - ۳- حل معادله تغییرات دمای توده هوای عبوری از پره  $T_{\infty,i,j}$  با شرایط مرزی واقعی معلوم
  - ۴- محاسبه مقدار ضریب تقطیر  $C_{i,j}$  با داشتن مقادیر  $T_{\infty,i,j}$  و  $W_{\infty,i,j}$  و  $T_{i,j}$  و  $W_{i,j}$
  - ۵- حل معادله توزیع دما در پره و بدست آوردن مقادیر  $T_{i,j}$
  - ۶- تست همگرایی  $T_{\infty}$  و  $W_{\infty}$  و  $T$
  - ۷- تکرار مرحله اول با داشتن توزیع دمای جدید تا رسیدن به مرحله همگرایی
  - ۸- محاسبه دمای خروجی هوا در حالت ایده‌آل (دمای سطح پره برابر با دمای لوله)
  - ۹- محاسبه راندمان از رابطه ۳۳
  - ۱۰- چاپ نتایج
- برای اجرای الگوریتم فوق برنامه‌ای به زبان فرترن نوشته شده که علاوه بر تولید شبکه موردنیاز در دامنه فیزیکی، دستگاه معادلات حاکم را نیز حل می‌نماید.

### ۳- نتایج و توضیحات

#### ۱-۳- اثر جنس پره

$$R = \frac{h_{fg}(W_{\infty i} - W_b)}{CP_a(t_{\infty i} - t_b)} \quad (29)$$

پارامتر پره و  $N$  تعداد واحدهای انتقال و  $C$  ضریب تقطیر بی بعد نامیده می‌شود.

$$W = AT + BT^2 \quad (30)$$

$$A = \frac{t_{\infty i} - t_b}{W_{\infty i} - W_b} \times 10^{-2} + 0.3452 \times 10^{-4} t_b \quad (31)$$

(-0.9125)

$$B = \frac{(t_{\infty i} - t_b)^2}{W_{\infty i} - W_b} (0.1726 \times 10^{-4}) \quad (32)$$

#### ۵-۱- فرمول بندی راندمان پره

با یافتن معادلات حاکم بر پره و جریان عبوری از روی آن و حل این معادلات می‌توان توزیع دما در پره و راندمان پره را بدست آورد. راندمان پره از نسبت انتقال حرارت واقعی پره  $Q$  به انتقال حرارت در حالت ایده‌آل  $Q_{id}$  یعنی وقتی تمامی دمای سطح پره را برابر دمای پایه پره (دمای لوله) بگیریم بدست می‌آید. در برخی مراجع مانند تحلیل Rosman [5] راندمان بصورت نسبت زیر بیان گردیده است.

$$\eta = T_{\infty,e} / T_{\infty,e}^i \quad (33)$$

که  $T_{\infty,e}$  دمای بی بعد توده هوا در بخش خروجی از کویل و  $T_{\infty,e}^i$  دمای بی بعد توده هوا با فرض هم دما بودن کلیه سطح پره با دمای سطح لوله می‌باشد. در این تحلیل از تبادل گرمایی سطح لوله صرفنظر شده است. زیرا سطح لوله در فرآیند انتقال حرارت، خطای فاحشی در نسبت بیان شده ۳۳ ایجاد نمی‌کند. این فرض یک خطای منظم بوجود آورده که بطور یکسان بر  $T_{\infty,e}$  و  $T_{\infty,e}^i$  تأثیر می‌گذارد. بنابراین خطای محاسبه راندمان پره بسیار کوچک است. (خطای این دو بطور مجازی جبران می‌شوند) [5].

#### ۲- حل عددی معادلات حاکم

بی‌بعد به معنای تقطیر کمتر روی پره می‌باشد. مقدار حدی  $C = 0$  مفهوم سطح کاملاً خشک را دارد. میزان حداکثر دمای خروجی بی‌بعد  $T_{x0}$  به ترتیب  $0/66 < 0/62 < 0/54$  برای فولاد، آهن و آلومینیوم می‌باشد. با توجه به اینکه دمای ورودی بی‌بعد برابر یک است، بزرگ بودن  $T_{\infty c}$  مفهوم جذب حرارت کمتری از هوای عبوری می‌باشد.

## ۲-۳- اثر گام پره

نتایج حل عددی برای گام پره  $2-6/8$  Fin/Cm برای دو حالت سطح خشک و تر در شکل (۴) نشان داده شده است.

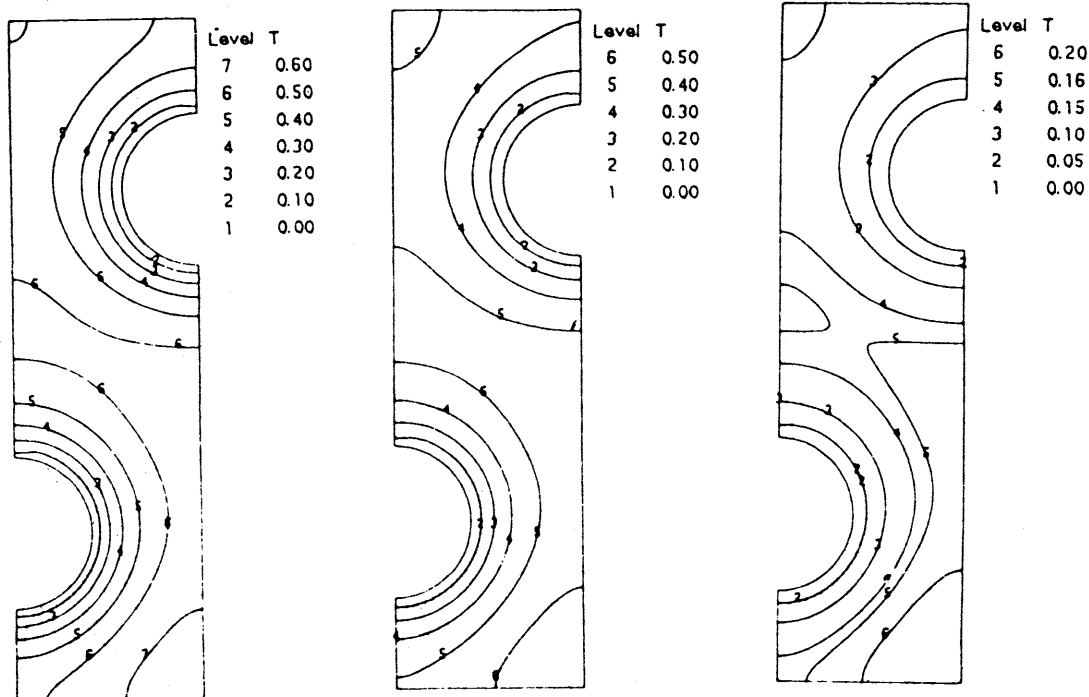
با کاهش فاصله پره‌ها عدد رینولدز جریان نیز در سرعت ثابت افزایش و پارامترهای بی‌بعد  $M$  و  $N$  نیز کاهش می‌یابد. بنابراین محور افقی شکل (۴) نشان‌دهنده تغییرات پارامترهای فوق نیز می‌باشد.

با افزایش گام پره تغییرات دمائی پره در جهت شعاعی از مرکز به خارج بیشتر شده و راندمان پره

شکل (۲) مقایسه بین توزیع دمای پره در  $Re = 35822$  برای سه جنس مختلف، آلومینیوم، آهن و فولاد نرم را نشان می‌دهد. با افزایش ضریب هدایت حرارتی پره، مقاومت حرارتی کاهش یافته و تغییرات دمای پره در جهت شعاعی از مرکز به خارج کاهش می‌یابد و راندمان پره بیشتر می‌شود.

شکل (۳) نحوه توزیع ضریب تقطیر را روی سطح پره نشان می‌دهد. فرض مقدار ثابت برای پارامتر  $C$  وقتی جنس پره دارای ضریب هدایت حرارتی پایین باشد صحیح نیست. همانگونه که در شکل نشان داده شده مقدار این ضریب در حالتی که جنس پره آلومینیوم باشد حداکثر هفت درصد و وقتی جنس پره فولاد معمولی باشد حدود ۲۵ درصد از ناحیه ورودی تا خروجی تغییر می‌نماید.

مقادیر عددی ضریب بی‌بعد تقطیر روی سطح پره فولاد معمولی (Mild steel) که دارای پایین‌ترین ضریب هدایت حرارتی در این مقایسه می‌باشد، اعداد کوچکتری را نشان می‌دهد. پایین بودن ضریب تقطیر



الف: آلومینیوم  $K = 221/5$  W/mK و  $\eta = 0.88$  ب: آهن  $K = 62$  W/mK و  $\eta = 0.74$  پ: فولاد نرم  $K = 45/3$  W/mK و  $\eta = 0.70/11$

شکل ۲: اثر جنس پره روی توزیع دما در پره،  $Re = 358$

## ۴-۳- تغییرات دمای هوای ورودی

شکل (۶) اثر نسبت رطوبت هوای ورودی بر روی راندمان را نشان می‌دهد. با تغییر رطوبت نسبی و تغییر دمای هوای ورودی با رطوبت نسبی ثابت مقادیر  $M$ ,  $N$ ,  $Re$  ثابت باقی می‌ماند. تست‌ها در  $Re = ۳۵۸$  انجام شد. با ثابت نگه‌داشتن رطوبت نسبی هوای ورودی ( $\phi = ۷۰\%$ ) و با افزایش دمای خشک نسبت رطوبت افزایش می‌یابد. بنابراین منحنی تغییرات راندمان برحسب دمای هوای ورودی را می‌توان بصورت منحنی نسبت رطوبت - راندمان نشان داد.

با افزایش دمای هوای ورودی بدلیل افزایش نسبت رطوبت و پتانسیل انتقال حرارت و انتقال جرم، راندمان کاهش پیدا می‌کند. در نسبت رطوبت‌های پایین این کاهش چشمگیر می‌باشد زیرا هر دو اثر فوق باعث کاهش راندمان می‌گردند. علاوه بر آن ضخامت لایه تقطیر نیز نقش مهمی در کاهش راندمان

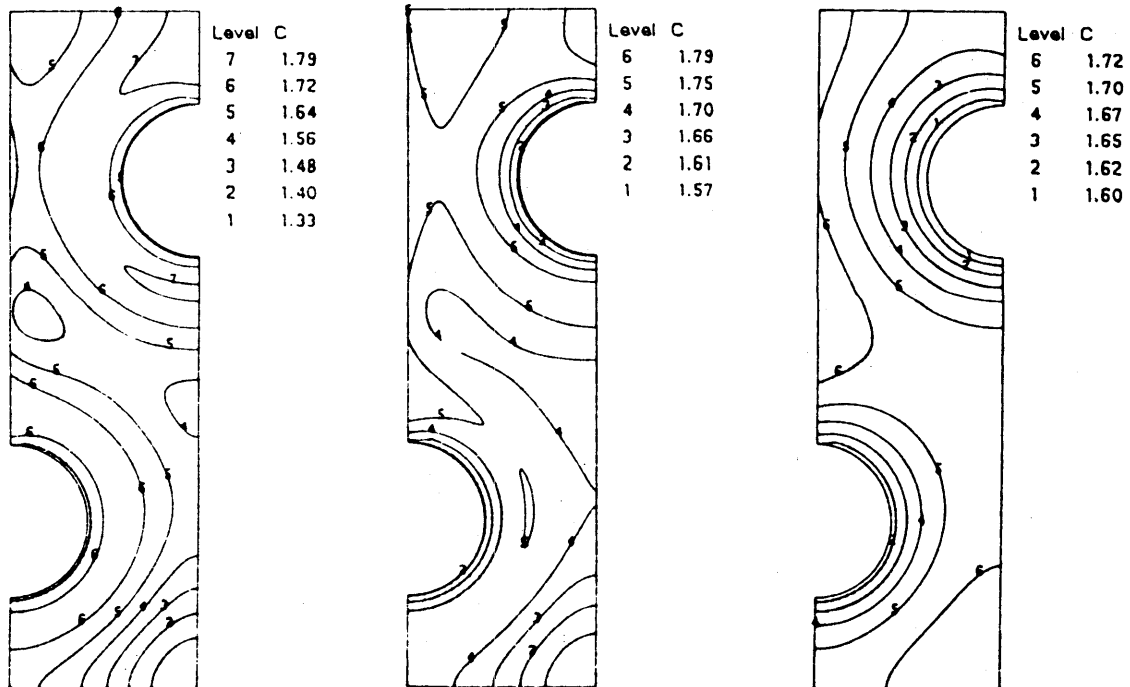
کاهش می‌یابد. راندمان سطح خشک بیشتر از راندمان سطح مرطوب می‌باشد. در صورت وجود تقطیر راندمان پره کاهش می‌یابد. با افزایش گام پره در حالت سطح مرطوب بعلت مسدود شدن جریان هوا توسط لایه تقطیر راندمان با شدت بیشتری کاهش می‌یابد. در صورتیکه در همین حال راندمان سطح خشک کاهش کمتری را نشان می‌دهد.

## ۳-۳- بررسی اثر ضخامت پره

با تغییر ضخامت پره در محدوده  $۱ - ۱۵/۰$  میلیمتر توزیع دما در پره و راندمان آن محاسبه گردید. افزایش ضخامت تأثیری در عدد رینولدز جریان و پارامتر بی‌بعد  $N$  ندارد و تنها پارامتر بی‌بعد  $M$  کاهش می‌یابد. با افزایش ضخامت پره راندمان پره افزایش می‌یابد.

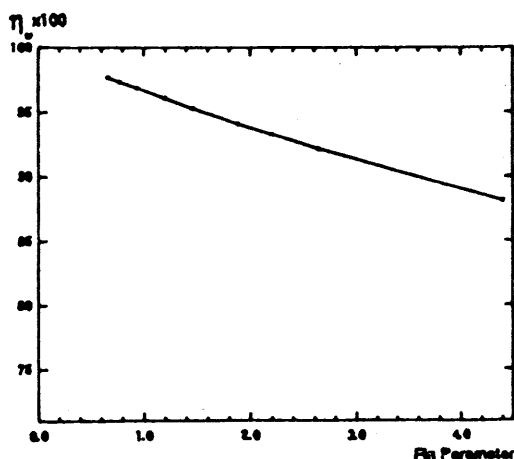
شکل (۵) نشان می‌دهد که برای پره ضخامت

بهینه وجود دارد.



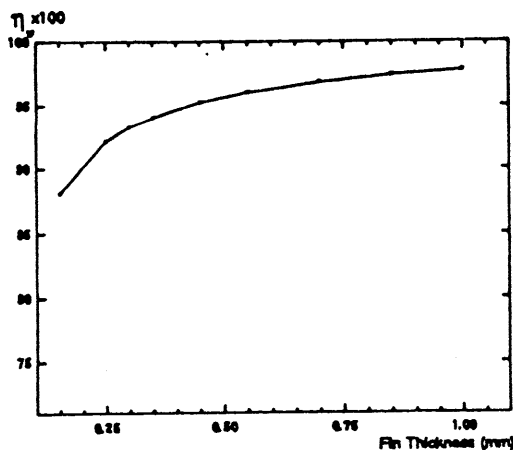
الف: آلومینیوم  $K = ۲۲۱/۵$  W/mK و  $t_{\infty} = ۱۹/۸۲$  °C    ب: آهن  $K = ۶۲$  W/mK و  $t_{\infty} = ۲۲/۴۶$  °C    پ: فولاد نرم  $K = ۴۵/۳$  W/mK و  $t_{\infty} = ۲۳/۷۸$  °C

شکل ۳: اثر جنس پره بر توزیع ضریب تقطیر بی بعد روی سطح پره.  $Re = ۳۵۸$



شکل ۵- الف: اثر پارامتر پره بر راندمان پره‌تر

$$Re=358, N=0.73$$



شکل ۵- ب: اثر ضخامت پره بر راندمان پره‌تر

$$Re=358, N=0.73$$

مطابق توضیحات ۳-۴ می‌باشد. مطابق شکل (۸) بخش اعظم پره خشک بوده و تنها در قسمت بین ردیف دوم و انتهای پره قدری تقطیر صورت می‌گیرد.

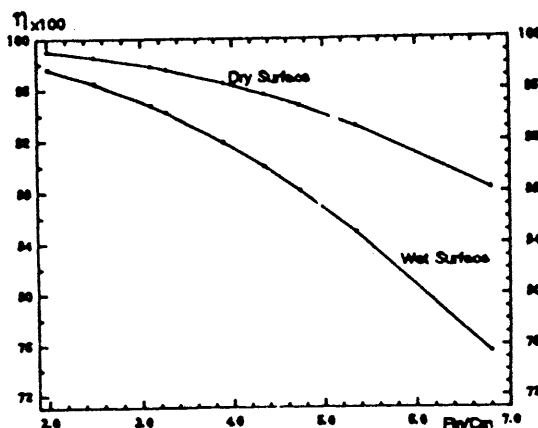
### ۳-۶- بررسی اثر سرعت هوای عبوری

با ثابت نگه‌داشتن کلیه پارامترهای هندسی و تغییر سرعت جریان هوای ورودی راندمان پره محاسبه گردید. با افزایش سرعت عدد رینولدز جریان نیز افزایش می‌یابد. مطالعات قبلی برای سطح پره کاملاً خشک [۵] نشان می‌دهد که با افزایش عدد رینولدز

دارد. کاهش راندمان در فاصله دمایی ۳۰ - ۲۰ درجه سانتیگراد چندان محسوس نیست. در یک رطوبت نسبی معین افزایش  $t_{\infty}$  باعث افزایش رطوبت مطلق هوای مرطوب شده و این افزایش یک افزایش پتانسیل نفوذ بخار آب را سبب می‌شود، در نتیجه ضخامت فیلم تقطیر بیشتر شده و راندمان کاهش می‌یابد [۲]. در دمای هوای ورودی پنج درجه سانتیگراد (نسبت رطوبت ۲/۷۵ گرم بر کیلوگرم هوای خشک) ضریب  $C$  منفی می‌شود بعبارت دیگر تحت این شرایط روی سطح پره تقطیر صورت نمی‌گیرد و راندمان بیشترین مقدار را دارد.

### ۳-۵- تغییرات رطوبت نسبی هوای ورودی

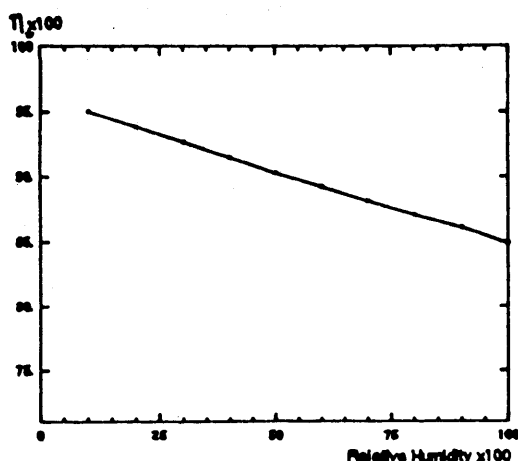
مطابق شکل (۷) با ثابت نگه‌داشتن دمای هوای ورودی و افزایش رطوبت نسبی، نسبت رطوبت نیز افزایش می‌یابد.  $Re = 358$  و  $M, N$  نیز ثابت می‌باشند سایر پارامترها نیز برابر  $t_b = 2^\circ C, t_h = 0/15 mm$ ،  $U = 1 m/sec$  می‌باشد. تغییرات رطوبت نسبی تأثیر کمی بر گرمای محسوس دارد، با افزایش  $\phi$  نقش گرمای نهان بیشتر می‌شود با متغیر گرفتن ضریب تقطیر ملاحظه می‌شود که در رطوبت نسبی ۱۰٪ گرمای نهان بیشتر می‌شود با متغیر گرفتن ضریب تقطیر ملاحظه می‌شود که در رطوبت نسبی ۱۰٪ بخشی از پره خشک می‌باشد. دلایل کاهش راندمان



شکل ۴: مقایسه راندمان پره، تحت شرایط تقطیر و سطح خشک با گام پره متفاوت.



بی بعد  $T_{\infty} = 0/14$  و در سرعت چهارمتر بر ثانیه همین دما  $T_{\infty} = 0/75$  می باشد. بنابراین کار در شرایط بحرانی زیر سرعت  $1/5$  متر بر ثانیه توسعه نمی گردد. در نتیجه سرعت در محدوده  $2 - 1$  متر بر ثانیه پیشنهاد می گردد. شکل (۱۰) توزیع دما در پره را در رینولدزهای متفاوت نشان می دهد.



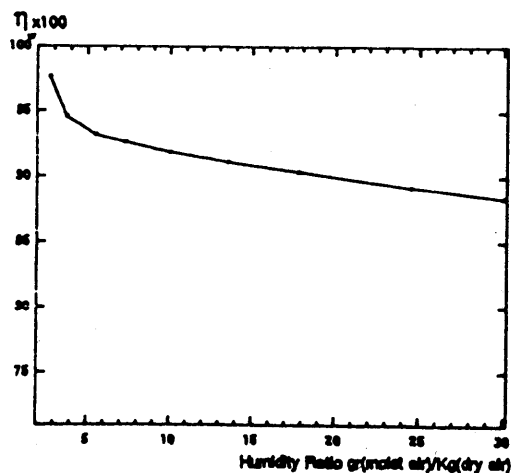
شکل ۸: تغییرات ضریب تقطیر بر روی خط میانی در جهت جریان  $\phi = 10\%$

#### ۴ - نتایج

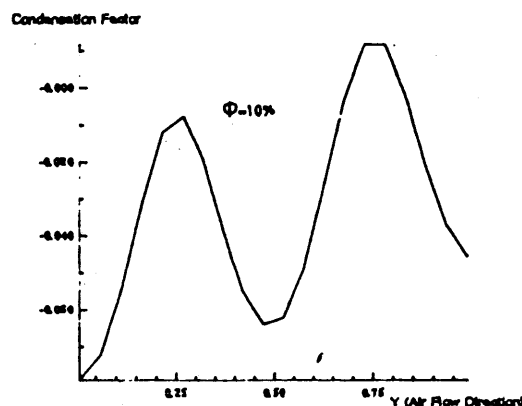
در صورت وجود تقطیر راندمان پره کاهش می یابد. این کاهش تابع مقاومت گرمایی مضاعفی است که از لایه تقطیر حاصل می شود. این اثر به شدت تحت تأثیر تغییر شرایط هوای ورودی قرار دارد. در یک رطوبت نسبی معین افزایش دمای هوای ورودی با افزایش نسبت رطوبت هوای مرطوب همراه بوده و این افزایش باعث افزایش پتانسیل نفوذ بخار آب می شود، در نتیجه ضخامت لایه تقطیر بیشتر شده و راندمان کاهش می یابد.

با افزایش ضریب هدایت حرارتی پره مقاومت حرارتی کاهش یافته و تغییرات دمایی پره در جهت شعاعی از مرکز به خارج کاهش می یابد و راندمان پره بیشتر می شود. بنابراین جنس پره سهم مهمی در راندمان پره دارد.

فرض ثابت گرفتن ضریب تقطیر گرچه در حوالی

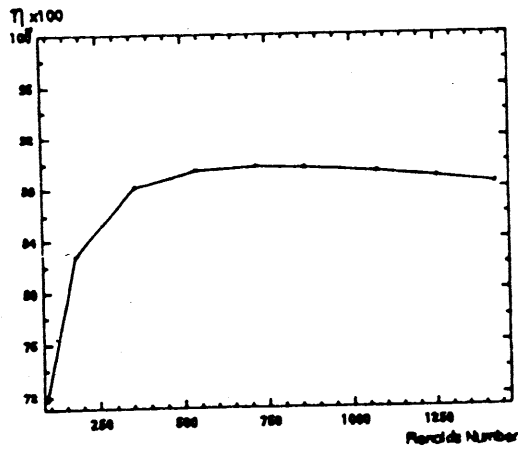


شکل ۶: اثر نسبت رطوبت هوای ورودی بر روی راندمان (رطوبت نسبی هوای ورودی ثابت).

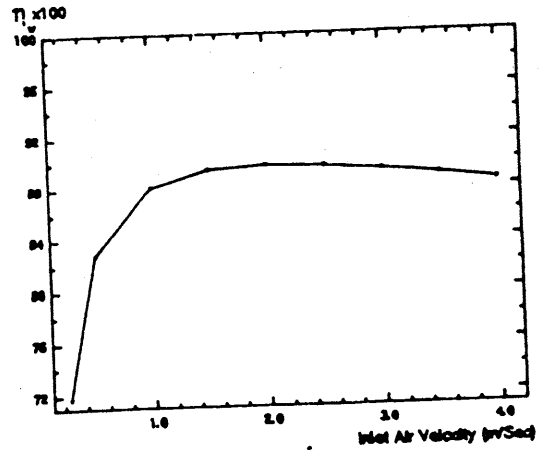


شکل ۷: اثر رطوبت نسبی هوای ورودی بر راندمان پره در دمای هوای ورودی ثابت.

جریان راندمان کاهش می یابد. طبق شکل (۹) این اثر در  $Re = 500$  به بالا ملاحظه می شود. امادر رینولدزهای پایین راندمان به شدت افت می کند. چون ضریب انتقال حرارت جابجائی به  $Re$  جریان وابسته است در حالتی که  $Re$  خیلی کم باشد  $h$  نیز پایین بوده و انتقال حرارت کمتری صورت می گیرد. ضمن اینکه لایه تقطیر ایجاد شده ضخیم شده و از فرض بدست آوردن معادله حاکم دور می شویم. مقاومت مضاعفی که این لایه ایجاد می کند در کاهش راندمان نقش بسزائی دارد. در سرعت  $0/25 \text{ m/sec}$  دمای خروجی

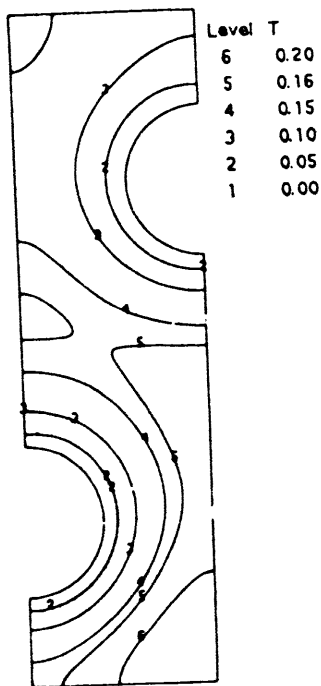


ب - راندمان برحسب رینولدز

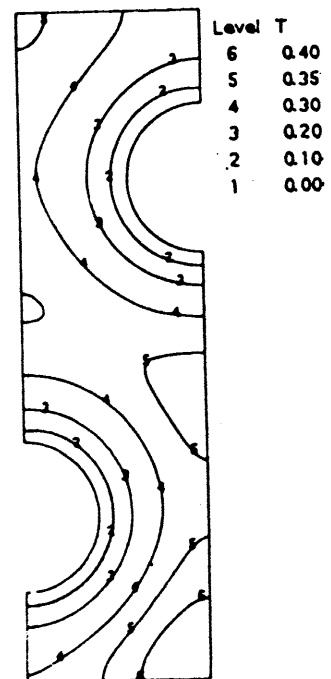


الف - راندمان برحسب سرعت

شکل ۹: راندمان پره تابعی از عدد رینولدز جریان.



ب -  $Re = 537$  ،  $\eta = 89\%$



الف -  $Re = 1422$  ،  $\eta = 88\%$

شکل ۱۰: توزیع دما در پره، دمای هوای ورودی  $25^{\circ}C$  و دمای لوله  $2^{\circ}C$  و رطوبت نسبی  $70\%$ ، جنس پره آلومینیوم.

B	ضریب ، معادله ۲۲	نقطه کار خطای حداکثر ۱۱٪ ایجاد می نماید اما در
c	ضریب تقطیر	شرایطی که روی بخشی از پره تقطیر رخ دهد، فرض
C	ضریب تقطیر بی بعد	نادرستی می باشد. استفاده از اطلاعات نمودار
CP <sub>a</sub>	گرمای ویژه هوای مرطوب J/Kg.K	مشخصات هوای دقیق تر در این مطالعه نتایج
G <sub>a</sub>	سرعت جرمی هوا <sup>۲</sup> Kg/sec.m	دقیق‌تری را به‌مراه داشته و به بسیاری از سوالاتی
G <sub>w</sub>	سرعت جرمی بخارآب تقطیر شده <sup>۲</sup> Kg/sec.m	که در تحلیل یک بعدی بدون پاسخ مانده بود، پاسخ
h	ضریب انتقال جرم جابجائی <sup>۲</sup> Kg/sec.m	داده است . با توجه به روش بکاررفته در این مقاله
h <sub>d</sub>	ضریب انتقال حرارت جابجایی <sup>۲</sup> W/m <sup>۲</sup> .K	لزومی به فرض ثابت گرفتن ضریب تقطیر نمی باشد
i <sub>fg</sub>	گرمای نهان تبخیر J/Kg	و نتایج این مدل تغییرات مهمی را نسبت به مدل
L	عرض پره	یک‌بعدی سایرین نشان می دهد.
M	پارمتر پره ، معادله ۲۶	باافزایش گام پره تغییرات دمایی پره بیشتر شده
N	تعداد واحدهای انتقال ، معادله ۲۷	و راندمان کاهش می یابد. راندمان سطح خشک از
q	شار حرارتی موضعی پره W/m <sup>۲</sup>	راندمان سطح تر بیشتر می باشد.
q <sub>L</sub>	شار حرارتی نهان موضعی W/m <sup>۲</sup>	تغییرات دمای پایه تأثیر چندانی برراندمان پره
q <sub>s</sub>	شار حرارتی محسوس موضعی W/m <sup>۲</sup>	ندارد. هرچه شرایط بسمت پره خشک نزدیکتر گردد
Q	کل انتقال حرارت از پره W	راندمان بیشتر می شود. با بررسی اثر ضخامت پره ،
Q <sub>id</sub>	کل انتقال حرارت از پره ایده‌آل W	ضخامت بهینه برابر ۰/۵ میلیمتر انتخاب گردید.
s	نصف فاصله لوله ها m	افزایش ضخامت پره تا ۰/۵ میلیمتر تأثیر شدید بر
t	دمای پره K	راندمان پره دارد با اضافه کردن ضخامت از ۰/۵
t <sub>h</sub>	ضخامت پره m	میلیمتر به بالا این تأثیر کم می شود.
t <sub>∞</sub>	دمای توده هوا K	باافزایش عدد رینولدز جریان هوا راندمان پره
T	دمای بی بعد پره	کاهش می یابد. در اینحالت نیز سرعت حدی ایده‌آل
T <sub>∞</sub>	دمای بی بعد توده هوا	برابر ۱/۵ متر بر ثانیه انتخاب گردید.
w	نسبت رطوبت هوای اشباع در دمای t Kg/Kg	از نتایج این مقاله می توان در تجزیه و تحلیل
w <sub>∞</sub>	نسبت رطوبت توده هوا	مبدلهای Finned - tube مورد استفاده در سیستمهای
W	نسبت رطوبت بی بعد پره	سرمایش تهویه مطبوع استفاده نمود.
W <sub>∞</sub>	نسبت رطوبت بی بعد توده هوا	مدل دویبعدی حاضر اثر انتقال حرارت و جرم
x	فاصله عرضی m	بصورت همزمان را در فرآیند سرمایش و
X	فاصله بی بعد عرضی	رطوبت‌گیری مورد بررسی قرار داده تاکنون چنین
y	فاصله طولی در جهت جریان هوا m	مدلی با شکل فیزیکی واقعی مورد تجزیه و تحلیل قرار
Y	فاصله بی بعد طولی	نگرفته بود. اعتقاد داریم که تحلیل دویبعدی در بدست
		آوردن جوابهای نزدیک به واقعیت بسیار مؤثر بوده
		است .
حروف یونانی		
δ	فاصله بین پره ها m	علائم اختصاری
η	راندمان پره	
η	مطابق معادله ۲۲	A ضریب ، معادله ۳۱

شرایط در خروج از پره e  
در شرایط ورودی i

زیرنویسها  
b در پایه پره (محل اتصال پره به لوله)

## مراجع

- 1 - McQuiston, F. C.(1973). "Fin efficiency with combined heat and mass transfer." *Ashrae, Trans.* 81(1), 350 - 355.
- 2 - Coney, J. E. R., sheppard, C. G. W., and El-shafei, E. A. M.(1989). "Fin performance with condensation from humid air: A Numerical investigation." *Int. J. heat and fluid flow*, 10, 224 - 231.
- 3 - Saboya, F. E. M., and Sparrow, E. M.(1974). "Local and average transfer coefficients for one-row plate fin and tube heat exchanger configuration." *ASME Journal of heat transfer*, Vol. 96, 265-272.
- 4 - Saboya, F. E. M., and Sparrow, E. M.(1976). "Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations." *Int. J. heat and mass transfer*, Vol. 19, 41-49.
- 5 - Rosman, E. C., Carajilescov, P., and Saboya, F. E. M.(1984). "Performance of one and two-row tube and plate fin heat exchangers." *Int. J. of heat transfer*, Vol. 106, 627-632.
- 6 - Chen, L. T.(1991). "Two-dimensional fin efficiency with combined heat and mass transfer between water-wetted fin surface and moving moist air stream." *Int. J. heat and fluid flow*, 12(1), Mar., 71-76.
- 7 - Kazeminejad, H.(1995). "Analysis of one-dimensional fin assembly heat transfer with dehumidification." *Int. J. heat and mass transfer*, 38(3), 455-492.
- 8 - McQuiston Faye, C., and Parker, J. D.(1994). *Heating, Ventilating and Air conditioning-analysis and design, fourth edition*, John Wiley & Sons, Inc.
- 9 - Kakac, S., Shah, R. K., and Bergles, A. E.(1983). *Low Renoldes number flow heat exchangers*, Hemisphere publishing corporation .
- 10 - McQuiston, F. C.(1978). "Heat, Mass and Momentum transfer data for five plate-fin-tube." *Ashrae Trans.*, Vol. 84, Part. 1, 266-293.
- 11 - McQuiston, F. C.(1978). "Correlation of heat, mass and momentum transfer surfaces with staggered tubes." *Ashrae Trans.*, Vol. 84, Part. 1, 294-309.
- 12 - Mirth, D. R., and Ramadhyani, S.(1993). "Prediction of cooling-coil performance under condensing conditions." *Int. J. heat and fluid flow*, 14(4), 391-400.
- 13 - Kays, W. M., and London, H. L.(1984). *Compact heat exchangers*. McGraw-Hill, NY.
- 14 - Turaga, M., Lin S., and Fazio, PP.(1983). "Performance of direct expansion (DX) plate finned tube coils for air cooling and dehumidification." *Int. J. Ref.*, Vol. 11, 78-86.
- 15 - Eckels, P. W., and Rabas, T. J.(1987). "Dehumidification: on the correlation of wet and dry transport processes in plate finned-tube heat exchangers." *Journal of heat transfer*, Vol. 106, 575-582.