

## بررسی اثرات انتقال گرمای لوله به لوله در مبدلهای گرمایی لوله-پره تخت با در نظر گرفتن اثرات دو بعدی پره و لحاظ کردن ضریب انتقال گرمای جابجایی متغیر

حسین شکوهمند<sup>۱\*</sup>، یاسر مرادی<sup>۲</sup> و مهدی اشجعی<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup>استاد دانشکده مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده های فنی - دانشگاه تهران

<sup>۲</sup>دانش آموخته کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده های فنی - دانشگاه تهران

<sup>۳</sup>دانشیار دانشکده مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده های فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۸۳/۱۰/۵، تاریخ دریافت روایت اصلاح شده ۸۴/۹/۱۹، تاریخ تصویب ۸۴/۱۰/۲۴)

### چکیده

در این مقاله اثرات هدایت گرمایی بین لوله های یک مبدل حرارتی لوله ای پره تخت مورد مطالعه قرار گرفته است. انتقال حرارت هدایتی در پره ها نه تنها انتقال حرارت با سیال بیرون لوله را افزایش می دهد، بلکه هدایت حرارتی از یک لوله به لوله مجاور آن را نیز موجب می شود. در این مقاله یک مدل با شیوه گسسته سازی، به وسیله روشهای عددی برای ارزیابی این انتقال گرمایی ارائه شده و شرایطی که تحت آن، این اثر اهمیت بیشتری دارد، بررسی شده است؛ در واقع در بررسی کمی، اثرات تغییرات پارامترهایی مانند تعداد پره، عرض پره و تعداد لوله ها بر روی بازدهی یک مبدل تک ردیفه لوله ای پره تخت مورد مطالعه قرار گرفته است. همچنین با توجه به اهمیت تغییرات ضریب جابجایی، تغییرات این پارامتر نیز در مقاله منظور شده است. نتایج به دست آمده نشان می دهند که اثرات هدایت گرمایی در پره های تخت بین لوله ها تاثیر قابل ملاحظه ای بر راندمان این گونه مبدل ها دارد در حالیکه تاثیر هدایت گرمایی محوری در لوله ها بر عملکرد مبدل گرمایی پره تخت، عملاً قابل صرف نظر می باشد. در مطالعات انجام شده در تحلیل این مبدلها معمولاً فرض بر اینست که در صفحه پره، درجه حرارت لوله های مجاور یکسان هستند و میدان حرارتی محدوده اطراف لوله ها متشابهند در حالیکه عملاً به علت تغییرات دمای سیال درون لوله و به تبع آن جدار لوله میدان حرارتی پره ها در ناحیه اطراف لوله ها مشابه نبوده که این امر تاثیر مهمی بر راندمان این گونه مبدلها دارد.

**واژه های کلیدی:** مبدل لوله ای پره تخت - اثرات لوله به لوله - مبدل با سیال تکفاز - شبیه سازی میدان

حرارتی با روشهای عددی

### مقدمه

مورد دوم چنانچه نشان خواهیم داد موجب کاهش بازدهی دستگاه می شود. لازم به ذکر است این اثر وقتی نمود بیشتری پیدا می کند که سیال درون مبدل تغییر فاز ندهد. در این حالت دمای ورودی و خروجی سیال عامل اختلاف قابل ملاحظه ای خواهند داشت که در نتیجه اختلاف دمای بین دو لوله مجاور بیشتر می شود و لذا هدایت گرمایی لوله به لوله افزایش می یابد. اما اگر تغییر فاز وجود داشته باشد دمای سیال درون لوله ها تغییر چندانی نخواهد داشت پس اختلاف دما و به تبع آن انتقال حرارت از یک لوله به لوله دیگر مقدار قابل توجهی نخواهد بود و میدان حرارتی پره ها در اطراف لوله ها تقریباً یکسان در نظر گرفته خواهند شد.

در تحلیل مبدلهای حرارتی، معمولاً اثر پره ها را در افزایش انتقال حرارت سیال در نظر می گیرند ولی از اثر

یکی از انواع متداول مبدلهای حرارتی، مبدل لوله-پره است که در آن، پره ها یک مجموعه کانال باریک را تشکیل می دهند که سیال خارجی در بین آنها حرکت می کند و به وسیله جابجایی آزاد یا اجباری گرمای منتقل شده به دیواره لوله را دفع می کند. این پره ها نقش سطوح گسترش یافته را دارند که باعث افزایش نرخ انتقال حرارت به سیال خارجی می شوند. در این نوع مبدلها و نیز انواع مشابه آنها هدایت حرارتی از دیواره لوله ها و درون پره ها بر میزان نرخ انتقال حرارت تاثیر می گذارد. هدایت حرارتی در پره ها به هر حال، مساله پیچیده تری است: از یک طرف، پره ها سطوح گسترش یافته برای افزایش میزان انتقال حرارت جابجایی هستند ولی از طرف دیگر باعث انتقال حرارت هدایتی بین لوله ها می شوند. بدیهی است که مورد اول برای افزایش راندمان مفید است ولی

هدایت بین لوله ها به وسیله پره که عملاً وجود دارد، صرفنظر می کنند.

با این ساده سازی و فرض یک بعدی بودن پره ها و عایق بودن نوک آنها، مساله هدایت حرارتی، به مساله تحلیل میدان دمای یک بعدی با وجود انتقال گرمای جابجایی تبدیل می شود که به راحتی قابل حل است که این فرض برای اختلاف درجه حرارت های بسیار کوچک بین دو پره متوالی قابل استفاده است. در بسیاری از موارد، هرچه اختلاف درجه حرارت سیال عامل بین ورودی و خروجی مبدل بیشتر باشد، مبدل بازدهی بیشتری خواهد داشت. بازدهی یک مبدل حرارتی تک مداره با انتقال حرارت زیاد و برای مثال به شکل فشرده، از آنچه به وسیله محاسباتی که در آن از اثرات هدایت بین پرهای صرفنظر می شود به دست می آوریم کمتر است. محققان زیادی نقش امکان هدایت حرارتی در امتداد طول پره و اثرات آن در بازدهی مبدل حرارتی را مهم ارزیابی کرده اند کروگر [۱] اثرات کاهش هدایت محوری روی راندمان را بررسی کرده، موندت [۲] در مورد این اثرات طولی در نوع خاصی از مبدل ها بحث کرده است، چپو [۳] اثر هدایت طولی را در هدایت در مبدلهای با جریان مخالف مد نظر قرار داده و در مقاله ای دیگر [۴]، همین اثر را در مبدلهای متراکم مورد توجه قرار داده است هیون و کرافورد [۵] نیز اثرات طولی هدایت را در مبدلهای پره لوله خلاف جهت جریان و چند مسیره بررسی کرده اند. در این تحقیق، مساله انتقال حرارت بین لوله ای از درون پره ها در نظر گرفته شده، یک مدل ریاضی برای مشخص کردن مقدار اثرات هدایت بین دو لوله متوالی تحت شرایط مختلف تهیه شده و در پایان نتایج ارائه داده می شود.

## معادلات حاکم

در شکل (۱) هندسه مشخصی برای یک مبدل حرارتی تک ردیفه نمایش داده شده است. مبدل از تعداد مشخصی لوله مستقیم (برای مثال ۱۲ در این شکل) و نیز لوله های U شکل - که عایق فرض می شوند - و لوله های مستقیم را به هم متصل می کنند، تشکیل می شود. اگر تعداد پره ها در واحد طول به اندازه کافی زیاد باشد، می توان اثرات پره ها را پیوسته فرض کرد اما فرض دقیق تر آنست که لوله ها را به جزء طولهای کوچک تقسیم کرد و در عمل مدل گسسته را اعمال کرد که در بعضی المانها

چاه حرارتی (در محلهای وجود پره) وجود دارد؛ فرض کنید N قطعه لوله مستقیم هر کدام به طول L موجود باشد و لوله ها از بالا به پایین شماره گذاری شده اند که اولین آن متصل به ورودی و آخرین آن که پایین ترین لوله است متصل به خروجی می شود. مختصات محوفاقی برای هر لوله با فاصله x که از ابتدای ورودی سنجیده می شود در شکل (۱) مشخص شده است. ورودی و خروجی بر حسب اینکه N زوج یا فرد باشد هم - جهت یا در جهت های مخالف هستند. برای لوله j ام که j بین ۱ و N است، موازنه گرما برای یک جزء طول dx در نظر گرفته می شود؛ برای انتقال حرارت از یک سیال تک فاز به دیواره لوله، خواهیم داشت:

$$(-1)^j \dot{m} C d T_j = \pi d_i h_i (T_j - T_j^w) dx \quad (1)$$

که  $\dot{m}$  دبی جرمی مایع درون لوله است C گرمای ویژه آن مایع است  $T_j(x)$  دمای آنست و  $T_j^w(x)$  دمای جداره لوله است.  $d_i$  قطر داخلی و  $d_o$  قطر داخلی و  $h_i$  ضریب انتقال حرارت جابجایی داخلی است.  $(-1)^j$  نیز جهت را مشخص می کند یعنی بسته به زوج یا فرد بودن j، تفاضل دما با محور x ها هم جهت یا خلاف جهت هستند.

در حالت دائم، تمام گرمای وارد شده به جداره لوله، به سیال درون محیط، لوله های اطراف یا به وسیله هدایت در امتداد پره دفع می شود. معادله موازنه مرتبط برای یک جزء طول dx به صورت زیر نوشته می شود.

$$\pi d_i h_i (T_j - T_j^w) = (1 - n \delta_f) \pi d_o h_o (T_j^w - T_\infty) dx + n (q_j) dx - k_w \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \frac{d^2 T_j^w}{dx^2} dx \quad (2)$$

که در این رابطه، n تعداد پره ها در واحد طول و  $\delta_f$  ضخامت پره است که یکنواخت فرض می شود و  $d_o$  قطر خارجی و  $h_o$  ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی برای تبادل گرما بین قسمت بدون پره با سیالی که از روی پره می گذرد، هستند و  $d_i$  قطر داخلی و  $h_i$  ضریب انتقال حرارت جابجایی داخلی بین دیواره لوله و سیال درون لوله است. بقیه نماد های مورد استفاده در این رابطه، در فهرست واژه ها و اصطلاحات بکاررفته مشخص شده است.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (۳)$$

با توجه به اینکه در این پروژه هدف، حل دائمی است تغییرات نسبت به زمان نخواهیم داشت و چون خواص در طول ضخامت ثابت می ماند؛ معادله عبارت می شود از:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \dot{q} = 0 \quad (۴)$$

و در صورت ایزوتروپیک بودن و نیز با فرض ثابت ماندن ضریب هدایت گرمایی در راستاهای مختلف؛ معادله به شکل زیر ساده می شود:

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \dot{q} = 0 \quad (۵)$$

$\dot{q}$  در واقع گرمایی است که پره در واحد حجم از دست می دهد. تمامی این گرما ناشی از انتقال گرما به صورت جابجایی است لذا:

$$q_{generated} = \Delta T \cdot h \cdot A_{convection} \quad (۶)$$

$$\Rightarrow \dot{q} = \frac{q_{generated}}{V_{element}} = \frac{q'' \cdot A_{convection}}{dx \cdot \delta_f \cdot L_f} = \frac{-(T - T_{\infty})h \cdot 2 \cdot dx \cdot L_f}{dx \cdot \delta_f \cdot L_f} = \frac{-2 \cdot (T - T_{\infty})h}{\delta_f} \quad (۷)$$

که در نتیجه معادله اصلی به شکل زیر در خواهد آمد:

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{2 \cdot (T - T_{\infty})h}{\delta_f} \quad (۸)$$

که با این معادله می توان توزیع درجه حرارت در کل پره و در نتیجه گرمایی را که پره دفع می کند به دست آورد.

### تحلیل لوله

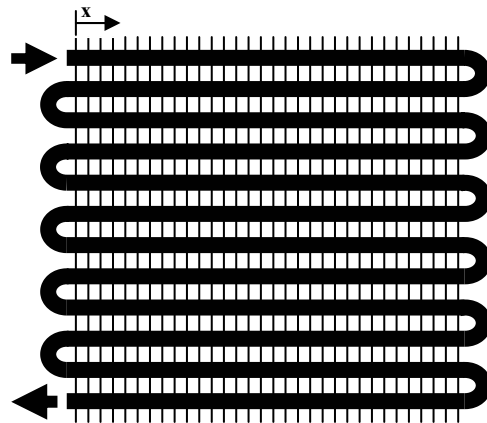
لوله و سیال درون آن به المانهایی طولی تقسیم شده اند. مدل گسسته سازی شده مطابق شکل (۳) اعمال می گردد و با توجه به معادلات (۱) و (۲) و از مساوی قراردادن مقادیر دو طرف آن معادلات می توانیم دمای دیواره لوله و نیز دمای bulk سیال را در لوله به دست آوریم.

همچنین فرض براینست که  $T_{\infty}$  ثابت است یعنی سیال خارجی گذرنده از لوله ها با همان دمای ثابت از روی پره ها حرکت می کند.

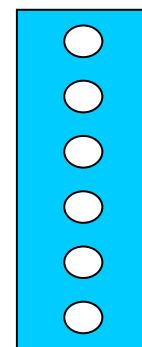
### تحلیل پره

پره در هندسه تعریف شده در این مقاله به صورت مستطیلی است که سوراخهایی برای عبور لوله درون آن- دقیقاً در وسط- تعبیه شده است که البته در برنامه نوشته شده، نحوه آرایش لوله ها درون پره می تواند به صورتهای دیگر-مانند آرایش مثلثی- نیز تغییر کند.

تحلیل حرارتی پره با در نظر گرفتن گرادیان درجه حرارت در دو بعد بعلاوه در نظر گرفتن انتقال حرارت جابجایی از دو طرف پره انجام می گیرد که در آن با توجه به [۷] با اضافه کردن نصف ضخامت پره به ابعاد آن می توان لبه ها را عایق فرض کرد.



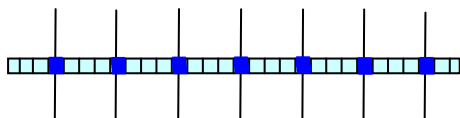
شکل ۱. مبدل گرمایی لوله ای با پره تخت.



شکل ۲. پره در نظر گرفته شده برای حل مساله.

اگر ماده مورد نظر که پره از آن تشکیل شده همگن باشد، برای آن معادله پخش گرما عبارتست از:

شبهه سازی دقیق تری داشته باشیم، باید به این نکته توجه کرد که گرمای دفع شونده توسط پره ها به وسیله نقاطی خاص از دیواره لوله به پره ها منتقل می شوند؛ یعنی اگر بخواهیم دقیق تر رفتار کنیم، باید معادلات را در لوله به صورت گسسته حل کنیم؛ در این نوع شبهه سازی گرمایی که از پره به لوله منتقل می شود تنها با بعضی از المانها تماس دارد نه با تمام المانها در نتیجه جمله  $\frac{q_j}{\pi d_i h_i}$  که از این به بعد آن را  $q_{additional}$  می نامیم، در مورد بسیاری المانها حذف می شود.



شکل ۴: تنها المانهای پر رنگ تر گرما به پره دفع می کنند.

و اما در مورد آن المان هایی که در معرض  $q_j$  قرار می گیرد: در آن حالت، همانگونه که در پاراگراف بالا اشاره شد، باید از مدل گسسته استفاده کرد. پس معادله (۱۰) به شکل زیر تغییر می کند:

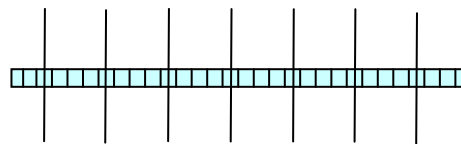
$$(T_j - T_j^w) dx = \frac{(1 - n\delta_f)\pi d_o h_o (T_j^w - T_\infty) dx}{\pi d_i h_i} + \frac{q_j}{\pi d_i h_i} - \frac{k_w \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \frac{d^2 T_j^w}{dx^2} dx}{\pi d_i h_i} \quad (12)$$

و در نتیجه:

$$(T_j - T_j^w) dx = \frac{(1 - n\delta_f)\pi d_o h_o (T_j^w - T_\infty) dx}{\pi d_i h_i} + \frac{q_j}{\pi d_i h_i} dx - \frac{k_w \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \frac{d^2 T_j^w}{dx^2} dx}{\pi d_i h_i} \quad (13)$$

و به همین ترتیب با گسسته سازی دما خواهیم داشت:

$$(T_j - T_j^w) = \alpha (T_j^w - T_\infty) + \frac{q_j}{\pi d_i h_i} - \delta \frac{T_{j+1}^w - 2T_j^w + T_{j-1}^w}{\Delta x^2} \quad (14)$$



شکل ۳: مقطعی از طول لوله.

از رابطه (۲) با گسسته سازی می توان به رابطه زیر رسید:

$$(T_j - T_j^w) dx = \frac{(1 - n\delta_f)\pi d_o h_o (T_j^w - T_\infty) dx}{\pi d_i h_i} + \frac{n(q_j^- + q_j^+) dx}{\pi d_i h_i} - \frac{k_w \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \frac{d^2 T_j^w}{dx^2} dx}{\pi d_i h_i} \quad (9)$$

که با تغییر متغیر های زیر داریم:

$$\alpha = \frac{(1 - n\delta_f) h_o d_o}{h_i d_i} \quad \delta = \frac{k_w (d_o^2 - d_i^2)}{4 h_i d_i} \Rightarrow (T_j - T_j^w) = \alpha (T_j^w - T_\infty) + \frac{n(q_j^- + q_j^+)}{\pi d_i h_i} - \delta \frac{d^2 T_j^w}{dx^2} \quad (10)$$

در این مرحله باید مشتق درجه دوم جمله پایانی معادله (۶) به وسیله روابط گسسته سازی به ترمهایی از نقاط مرکزی و همجوار تبدیل شود. برای این کار از روش مرکزی مکانی<sup>۲</sup> استفاده شده است که با توجه به [۸] می توان نوشت:

$$(T_j - T_j^w) = \alpha (T_j^w - T_\infty) + \frac{q_j}{\pi d_i h_i} - \delta \frac{T_{j+1}^w - 2T_j^w + T_{j-1}^w}{\Delta x^2} \quad (11)$$

عبارت  $q_j$  به جای تمامی گرمای مبادله شده با پره در معادلات مورد استفاده قرار می گیرد یعنی:

$q_j = n(q_j^- + q_j^+)$   
تا این لحظه، معادلات پیوسته فرض می شدند یعنی مبنای فرمولاسیون بر این بود که گرمای دفع شونده از پره ها به طور یکنواخت از تمامی طول لوله خارج می شود اما این فرض خلاف واقعیت است. اگر می خواهیم

گرفتن انتقال گرمای لوله به لوله ، به نحو موثری در میزان راندمان مبدل تاثیر گذار است و به خصوص در محاسباتی که در آن، راندمان مبدل باید با استفاده از دقت بالایی انجام پذیرد این اثر حتما باید لحاظ گردد.

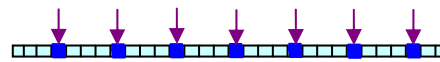
نکته ای که در این میان ، قابل توجه است، آنست که هر چه تعداد لوله ها کمتر شود ، این اثر بیشتر نمود پیدا می کند (رجوع شود به شکل ۱۰).  
در ادامه اثرات انتقال حرارت لوله به لوله بر حسب متغیر های مهم بررسی می گردد، اثرات هر کدام از پارامتر های در گیر در مساله به طور جداگانه بررسی شده است:

با توجه به اینکه در تمامی معادلات در نظر گرفته شده اثرات هدایت گرمایی از طریق جدار لوله و در امتداد محور آن لحاظ شده است، این سووال پیش می آید که در نظر گرفتن این اثر، به چه میزان در به دست آوردن معادلات موثر است؟ برای بررسی این موضوع ، داده های برنامه اصلی با داده های برنامه ای که در آن این اثرات لحاظ نشده است مقایسه شده است. برای مقایسه داده ها با یکدیگر، نسبت عملکرد مبدل در دو حالت به عنوان مولفه محور  $y$  در نظر گرفته شده است. یعنی نسبت عملکرد، هنگامی که از هدایت محوری در جداره لوله ها صرفنظر گردیده، به حالتی که از این اثر صرفنظر نشده است به عنوان محور  $y$  ها در نظر گرفته شده است. همانطور که مشاهده می شود ، این نسبت با تلورانس یک هزارم ، به یک نزدیک است یعنی عملکرد در دو حالت ، فرق چندانی نمی کند پس اگر از اثرات انتقال گرمای محوری در امتداد محور لوله ، صرفنظر کنیم، نتایج تا حد بسیار زیادی به واقعیت نزدیک هستند و این صرفنظر خلی در کار به وجود نمی آورد.

### بررسی اثرات هدایت محوری

در بررسی نتایج و برای مقایسه عملکرد مبدل حرارتی در حالات مختلف، پارامتر هایی به عنوان نسبت عملکرد ها در حالت های مختلف تعریف شده اند که اولین آنها به شرح زیر می باشند:

راندمان مبدل بدون در نظر گرفتن هدایت محوری  
/ راندمان مبدل با در نظر گرفتن هدایت محوری =  $R_1$



شکل ۵: چگونگی وارد شدن  $q_j$  ها به المانهای لوله .

پس خواهیم داشت:

$$T_j^w \left( 1 + \alpha + \frac{2\delta}{\Delta x^2} \right) = T_j + \alpha T_\infty - \frac{q_j}{\pi d_i h_i dx} + \frac{\delta}{\Delta x^2} [T_{j+1}^w + T_{j-1}^w] \quad (15)$$

و در نهایت:

$$T_j^w = \frac{T_j + \alpha T_\infty - \frac{q_j}{\pi d_i h_i dx} + \frac{\delta}{\Delta x^2} [T_{j+1}^w + T_{j-1}^w]}{1 + \alpha + \frac{2\delta}{\Delta x^2}} \quad (16)$$

که این معادله دمای هر نقطه از دیواره لوله را به روش تکراری و استفاده از المانهای همسایه مشخص می کند فقط همانطور که اشاره شد عبارت حاوی  $q_j$  ترم  $q_i$  در سلولهایی که به پره وصل نیستند حذف می شود.

همچنین باید دمای درون لوله را به دست آورد که در معادله (۱۶) نیاز است. برای به دست آوردن آن از (۱) با استفاده از روش backward برای گسسته سازی تفاضل دما و با تعریف متغیر  $\sigma = \frac{\pi d_i h_i}{mC}$  داریم:

$$(-1)^j \frac{T_j - T_{j-1}}{\Delta x} = \sigma (T_j - T_j^w) \quad (17)$$

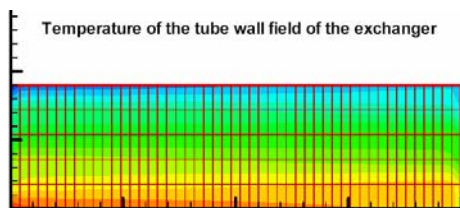
که در نتیجه:

$$T_j = \frac{(-1)^j T_{j-1} - \sigma T_j^w}{(-1)^j - \sigma} \quad (18)$$

از معادله های (۱۶) و (۱۸) و به روش تکراری می توان گرما در تمام نقاط را برای سیال درون لوله و دیواره لوله به دست آورد که به این طریق، میزان خنک شدن سیال از ورودی و خروجی و در نتیجه راندمان مبدل به دست می آید.

### بحث و ارائه نتایج

در این مقاله، مطالعه یک مبدل حرارتی لوله - پره تخت که با جابجایی آزاد و توسط هوا خنک می شود مورد بررسی قرار گرفته است؛ ملاحظه می شود که در نظر



شکل ۹: میدان درجه حرارت در کل مبدل.

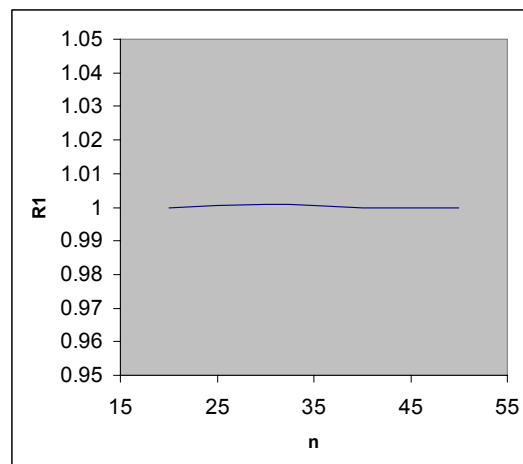
تحلیل پره به این صورت در نظر گرفته شده که معادله پواسون با در نظر گرفتن شرط عایق بودن در لبه های پره و همدمای بودن دیواره لوله به صورت عددی تحلیل شده است. همانطور که انتظار می رود چون دمای سیال درون لوله و دمای دیواره لوله از دمای محیط کمتر است و مبدل نقش خنک کننده سیال را دارد دما در نقاط نزدیک لوله بیشترین مقدار و در گوشه ها دارای کمترین مقادیر است.

چون پره کاملاً نسبت به محور  $y$  متقارن است تنها نصف پره تحلیل شده است و نتایج برای نیمه دیگر کاملاً معتبر است. این امر به خاطر کم شدن حجم محاسبات و بالا رفتن سرعت اجرای برنامه صورت می گیرد. میدان دیگر بدون در نظر گرفتن مساله تقارن آورده شده است. بطوریکه مشاهده می شود درجه حرارت دیواره لوله به تدریج از سمت ورودی به سمت خروجی کاهش می یابد که به تدریج از سمت ورودی به خروجی، خنک می شود. این شکل را اگر با خطوط قائم در بعضی نقاط، قطع کنیم دمای لوله هایی است که در تحلیل پره از آن استفاده می شود.

## مقایسه راندمان مبدل در حالت دو بعدی با حالت یک بعدی

برای بررسی اهمیت در نظر گرفتن اثرات دو بعدی توزیع دماد پره، نتایج حاصل شده از این برنامه با نتایج حالت یک بعدی مقایسه شده است. به همین منظور، یک نسبت عملکرد تعریف می کنیم که عبارتست از نسبت عملکرد مبدل با در نظر گرفتن اثرات لوله به لوله به عملکرد مبدل بدون در نظر گرفتن اثرات لوله به لوله.

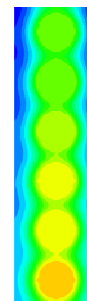
راندمان مبدل بدون در نظر گرفتن هدایت لوله به لوله / راندمان مبدل با در نظر گرفتن هدایت لوله به لوله =  $R_2$  شکل (۱۰) مقدار  $R_2$  را در دو حالت یک بعدی و



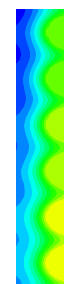
شکل ۶: مقایسه اثرات انتقال گرمای در امتداد محور لوله از طریق جداره آن با عدم در نظر گرفتن این اثر.

در شکل (۶) اثرات انتقال حرارت هدایتی در امتداد محور لوله و در جداره آن را مشخص می کند بطوریکه ملاحظه شد هدایت حرارتی دیواره لوله در عملکرد حرارتی مبدل تاثیر زیادی ندارد زیرا نسبت  $R_1$  با دقت کمتر از ۱٪ در محدوده واحد باقی می ماند.

در سه شکل بعدی میدان دما برای پره و برای کل مبدل در حالتی که مبدل، شش لوله دارد رسم شده است.



شکل ۷: میدان درجه حرارت برای پره.

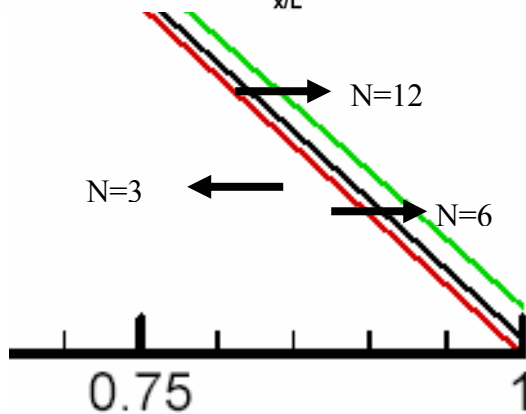
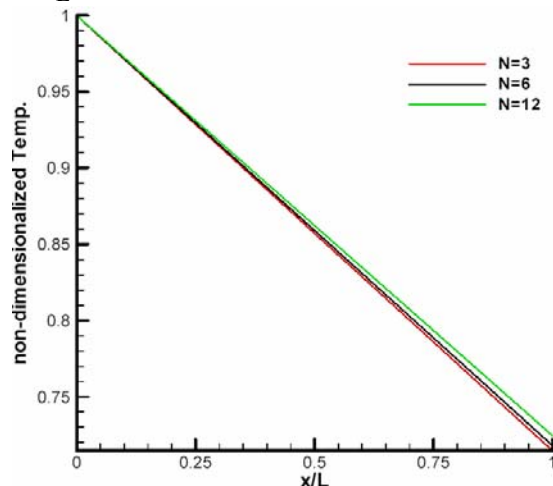


شکل ۸: میدان درجه حرارت برای پره با در نظر گرفتن تقارن.

تا خروج مشخص می کند. البته در اینجا دما و طول بی بعد به شکل زیر تعریف شده اند:

$$T^* = \frac{T - T_\infty}{T_{in} - T_\infty}$$

$$x^* = \frac{x}{L}$$

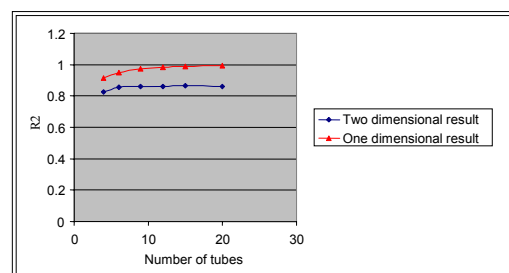


شکل ۱۱: تغییرات دمای بدون بعد نسبت به طول بدون بعد با تعداد لوله های متغیر و مجموع طول لوله های ثابت.

به طوریکه مشاهده می شود دمای بدون بعد از مقدار واحد آغاز شده به تدریج و به طور monotone کاهش می یابد. خطوط مختلف نمودار مربوط به تعداد لوله های متفاوت است. برای سه منحنی ارائه شده مجموع طول لوله ها ثابت است ولی طول هر لوله و نیز تعداد لوله ها تغییر می کند. یعنی به طور مثال در خط بالایی (N=3) تعداد لوله ها نصف خط دوم (N=6) است ولی طول لوله ها نسبت به خط دوم دوبرابر می باشد. همانطور که قابل مشاهده است هرچه تعداد لوله ها بیشتر می شود میزان خنک شدن سیال عامل کاهش می یابد.

در شکل (۱۲) موضوع فوق از دیدگاه دیگری بررسی شده است که در آن، تعداد لوله ها ثابت در نظر گرفته

دو بعدی نمایش می دهد. محور افقی هم تعداد لوله ها را با فرض ثابت بودن مجموع طول لوله ها نشان می دهد یعنی هرچه تعداد لوله ها بیشتر می شود طول آنها کاهش می یابد. این نمودار نشان می دهد که اثرات انتقال گرمایی لوله به لوله به میزان زیادی با فرض دو بعدی توزیع دما برای پره وابسته است. یعنی اگر فرض دو بعدی بودن لحاظ نشود خطای قابل ملاحظه ای در محاسبات به وقوع می پیوندد نموداری که نقاط آن با مثلث نشان داده شده اند، مربوط به اثرات انتقال حرارت لوله به لوله در حالت یک بعدی است و به طوریکه از شکل (۱۰) دیده می شود دارای خطای حدود ده درصد نسبت به حالت دو بعدی می باشد. نکته قابل توجه اینست که هر چه تعداد لوله ها کمتر شود، اثرات انتقال گرمایی لوله به لوله در هر دو حالت یک بعدی و دو بعدی بیشتر خود را نشان خواهد داد. و به این ترتیب دو نمودار به دست می آید که یکی مربوط به هنگامی است که اثرات هدایت لوله به لوله محاسبه شده است و دیگری متعلق به تحلیل بدون در نظر گرفتن این اثر است.



شکل ۱۰: مقایسه اثرات دو بعدی با حل یک بعدی.

هنگامی که بقیه شرایط ثابت باشند. همانطور که به وضوح مشخص است اختلاف نسبتاً قابل ملاحظه ای میان این دو نمودار وجود دارد زیرا انتقال گرمایی هدایتی از لوله ای به لوله مجاور آن باعث کم شدن میزان گرمایی دفع شده می گردد و در واقع راندمان مبدل را کم می کند که اگر این اثر را در نظر نگیریم، راندمان محاسباتی بیشتر از راندمان واقعی می شود که این مبین وجود خطا در محاسبات با این فرض است.

### تغییرات دمای بی بعد به طول بدون بعد

شکل (۱۱) تغییرات دمای سیال درون لوله را از ورود

مبدل های حرارتی، باید نه فقط تعیین سطح حرارتی بلکه نحوه توزیع و قرار گرفتن سطوح حرارتی نیز مد نظر قرار گیرند.

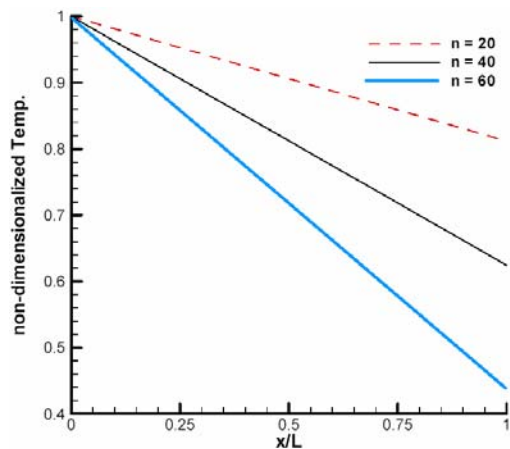
### فهرست علائم

قطر داخلی لوله	$d_i$
قطر خارجی لوله	$d_o$
ضریب انتقال حرارت از پره به سیال خارج لوله	$h_f$
ضریب انتقال حرارت داخلی	$h_i$
ضریب انتقال حرارت از قسمت بدون پره لوله به سیال خارج لوله	$h_o$
ضریب انتقال حرارت هدایتی پره	$k_f$
ضریب انتقال حرارت هدایتی جدار لوله	$k_w$
طول لوله	$L$
عرض پره	$L_f$
دبی جرمی سیال درون لوله	$\dot{m}$
تعداد پره ها در واحد طول لوله	$n$
تعداد لوله ها	$N$
فاصله بین مراکز دو لوله مجاور	$P$
نرخ انتقال حرارت هدایتی از سیال درون لوله به سیال خارج لوله	$q$
نسبت نرخ انتقال حرارت بدون احتساب اثر pipe to pipe به انتقال حرارت با اثر pipe to pipe	$R$
دمای سیال درون لوله زام	$T_j$
دمای جدار داخلی لوله زام	$T_j^w$
دمای سیال ورودی به مبدل	$T_{in}$
دمای سیال خروجی از مبدل	$T_{out}$
دمای سیال بیرون لوله	$T_{\infty}$
فاصله از سطح ورودی سیال درون لوله	$x$

### نماد های لاتین

ضخامت پره	$\delta_f$
دمای بدون بعد از لوله زام	$\psi_j$
فاصله بدون بعد	$\xi$
دمای بدون بعد سیال درون لوله زام	$\psi_j$

شده است اما تعداد پره ها در متر (تراکم پره ها) تغییر می کند. بدیهی است در این محدوده، هرچه تراکم پره ها بیشتر باشد، میزان خنک شدن سیال درون لوله بیشتر خواهد شد.



شکل ۱۲: تغییرات دمای بدون بعد نسبت به طول بدون بعد تراکم پره متغیر.

### نتیجه گیری

در این مقاله یک مبدل حرارتی پره تخت با یک ردیف لوله که توسط جریان هوا و با جابجایی آزاد خنک می شود مورد بررسی قرار گرفته است. برای تحلیل مساله یک مدل چاههای حرارتی منفرد در محل اتصال پره به لوله استفاده شده است. توزیع میدان دما در پره تخت به صورت دو بعدی (در صفحه y-z) در نظر گرفته شده است.

این مطالعه نشان می دهد که اثرات انتقال گرمای لوله به لوله می تواند تاثیر بسیار مهمی داشته باشد؛ یعنی تا حدود ۲۰ درصد راندمان را کاهش دهد. همچنین نتایج این مطالعه نشان می دهد که هدایت حرارتی در جدار لوله (در امتداد محور x) تاثیر قابل ملاحظه ای بر عملکرد حرارتی مبدل ندارد. همچنین اثرات میزان تراکم پره ها (تعداد پره در واحد طول لوله) نیز مورد بررسی قرار گرفته است. به علاوه اثر تغییرات ضریب جابجایی h هوای گذرنده بر مبدل بر روی لوله ها و پره ها نیز مطالعه شده و نشان داده شده است که تغییرات h حداقل در محدوده ابعاد مورد مطالعه، تاثیر قابل ملاحظه ای بر عملکرد مبدل نخواهد داشت به طوریکه حداکثر دو درصد راندمان را تغییر می دهد.

تحلیل حاضر نشان می دهد که هدایت حرارتی لوله به لوله باعث کاهش میزان گرمای انتقال یافته از سیال درون لوله ها به سیال بیرونی است. بنا بر این در طراحی



## مراجع

- 1 - Keroeger, P. G. (1967). "Performance deterioration in high effectiveness heat exchangers due to axial conduction." *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 12, PP. 363-372.
- 2 - Mondt, J. R. (1980). "Correlating the effects of longitudinal heat conduction on exchanger performance." *ASME Heat Transfer Division*, Vol. 10, PP.123-134.
- 3 - Chiou, J. P. (1978). "The effect of longitudinal heat conduction on cross flow heat exchanger." *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 100, PP.346-351.
- 4 - Chiou, J. P. (1980). "The advancement of compact heat exchanger theory considering the effect of longitudinal heat conduction and flow nonuniformity." *ASME Heat Transfer Division*, Vol. 10, PP.101-121.
- 5 - Heun, M. K. and Crawford, R. R. (1994). "Longitudinal fin conduction in multipass cross-counterflow finned tube heat exchangers." *ASHRAE Transaction*, Vol. 100, No. 1, PP.382-389.
- 6 - Mihir Sen, R. R.Mendez, (2001). "Effect of fin spacing on conjugate heat transfer in a plate-fin and tube heat exchanger." *ASME Heat Transfer Division Conference: 2001 IMECE*.
- 7 - *Introduction to heat transfer*, Frank P. Incropera. -2<sup>nd</sup> Edition. ISBN-964-6029-28-0.
- 8 - *Computational fluid mechanics and heat transfer*, John C. Tannehill. Dale A. Anderson. Richard H. Pletcher. -2<sup>nd</sup> ed.1997 ISBN [1]-56032-046X (case).
- 9 - Taler, D. (2004). *Experimental Determination of Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers*, Vol. 11, No. 3.
- 10 - Kuan-Yu Chi, Ch. Ch. W. (2000). "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers." Part I: new experimental data, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43. PP. 2681-2691.

## واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- 1 - Cross Flow
- 2 - Central Space