

## شبیه سازی کندانسورهای آبی چیلرهای تراکمی

مهدی اشجعی<sup>۱</sup>

کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، واحد تحقیقات شرکت سرما آفرین؛ m\_ashjaei@yahoo.com

### چکیده

شبیه سازی کندانسورهای آبی بمنظور طراحی و ریتینگ بر اساس لوله های پره کوتاه<sup>۲</sup>، با استفاده از مدل بییتی و کاتز<sup>۳</sup> در چگالش روی تک لوله های پره کوتاه افقی و کدنویسی در نرم افزار متلب<sup>۴</sup> انجام گرفته است. محاسبه سطح تبدالی با توجه به متغیر بودن ضریب انتقال حرارت، بوسیله انتگرالگیری روی طول لوله صورت پذیرفته است. با استفاده از شبیه ساز موجود میتوان با تغییر نوع لوله، هندسه مبدل و سیال مبرد به طراحی محصولات جدید و بهینه سازی محصولات موجود پرداخت. نتایج شبیه سازی کندانسورهای آبی چیلرهای تراکمی در ظرفیتهای مختلف که با بکارگیری اطلاعات موجود در نقشه های ساخت و شرایط استاندارد مندرج در کاتالوگ بدست آمده است تطابق بسیار خوبی با عملکرد این کندانسورها نشان میدهد.

**کلمات کلیدی:** شبیه سازی، کندانسور، لوله های پره کوتاه

### ۱- مقدمه

طراحی محصولات جدید و بهینه سازی محصولات موجود منطبق با پیشرفت های تکنولوژی همواره از دغدغه های سازندگان تجهیزات تهویه مطبوع جهت حضور در بازارهای رقابتی بوده است. امروزه استفاده از لوله های بهینه<sup>۵</sup> بمنظور افزایش راندمان تجهیزات برودتی و بخصوص چیلرهای آبی امری متداول است. لذا شرکت های سازنده خواهان دستیابی به توان طراحی بر اساس این لوله ها جهت بروزرسانی محصولات خود هستند. در این راستا شرکتهای به منظور ارتقاء عملکرد کندانسورهای آبی و اواپراتورهای خود همواره در جهت استفاده از لوله های جدید همگام با پیشرفت های جهانی گام برمیدارند.

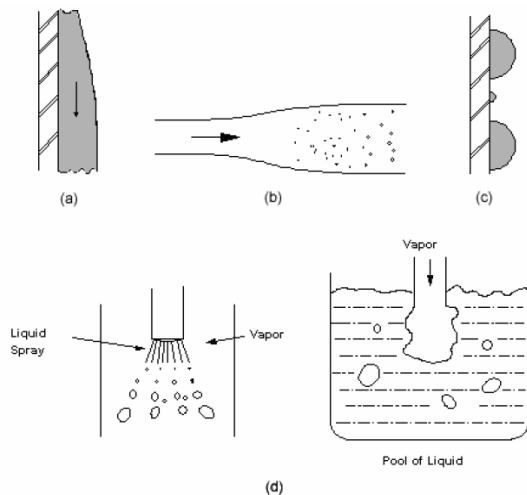
مقاله حاضر گزارش شبیه سازی کندانسورهای آبی چیلرهای تراکمی بر اساس لوله های پره کوتاه می باشد. نتایج این شبیه ساز که با استفاده از نرم افزار متلب کدنویسی شده است در تناژهای مختلف تطابق بسیار خوبی با عملکرد محصولات موجود بر اساس شرایط استاندارد مندرج در کاتالوگ نشان می دهد.

بر خلاف اغلب شبیه سازیهای انجام گرفته، که طی آن در محاسبه سطح تبدالی با وجود متغیر بودن ضریب انتقال حرارت سمت پوسته از اختلاف دمای لگاریتمی استفاده شده است، در این شبیه سازی از

انتگرالگیری روی طول لوله جهت لحاظ کردن تغییرات دمای جداره لوله استفاده شده است که دقت بالای محاسبات را فراهم می آورد.

### ۱-۱- مکانیزمهای چگالش

بطور کلی چهار مکانیزم برای چگالش بخار در تماس با سطح جامد یا مایع در نظر گرفته می شود. چگالش قطره ای، فیلمی، تماس مستقیم و همگن. در چگالش قطره ای، قطرات مایع در سایتهای تجمع<sup>۶</sup> روی سطح جامد تشکیل شده و در طول رشد خود از یکدیگر جدا می-مانند تا در نهایت در اثر جاذبه یا تنش برشی بین سطوح مایع و بخار از سطح جدا شوند. در چگالش فیلمی قطرات به سرعت در نزدیکی هم تشکیل می شوند تا یک فیلم پیوسته را روی سطح بوجود آورند. در چگالش تماس مستقیم بخار مستقیماً بر روی مایع خنک کننده ای که داخل فضای بخار افشاند می شود چگالش می یابد. در چگالش همگن فاز مایع به دور از هرگونه سطح قابل رویت مستقیماً از حالت بخار فوق اشباع به مایع تبدیل می شود. از میان مکانیزم های فوق چگالش فیلمی معمولاً تنها مکانیزمی است که در صنعت کاربرد دارد [۱]. شکل ۱ مکانیزمهای مختلف چگالش را نشان میدهد.



شکل ۱- مکانیزمهای چگالش (a) چگالش فیلمی. (b) چگالش همگن. (c) چگالش قطره ای. (d) چگالش تماس مستقیم.

### ۲-۱- چگالش فیلمی لایه ای روی سطوح عمودی

چگالش فیلمی لایه ای از نخستین مسایل انتقال حرارت بود که بصورت تحلیلی مورد مطالعه قرار گرفت. مطالعات تحلیلی ناسلت [۲] در سال ۱۹۱۶ در زمینه چگالش فیلمی لایه ای نتایج نزدیکی با داده های تجربی نشان داده است. فرض های در نظر گرفته شده در تحلیل ناسلت بشرح زیر است:

<sup>1</sup> Rating

<sup>2</sup> Low Fin Tube

<sup>3</sup> Beatty & Katz

<sup>4</sup> MATLAB

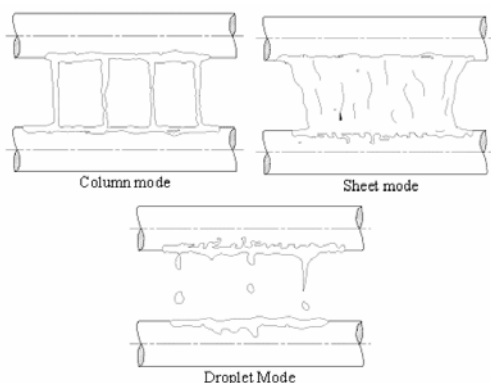
<sup>5</sup> Enhanced

<sup>6</sup> Nucleation Site

- دمای بخار یکنواخت و در دمای اشباع می‌باشد.
- جاذبه تنها نیروی خارجی اثرکننده بر فیلم میباشد. (از مومنتوم صرفنظر شده است)
- بخار مجاور فیلم ساکن بوده و بر روی فیلم درگی<sup>۷</sup> ایجاد نمی‌کند.
- خواص سیال ثابت می‌باشد.
- حرارت محسوس فیلم نسبت به حرارت نهان قابل صرفنظر کردن است.
- انحناى سطح مشترک قابل صرفنظر کردن است.

آن لوله‌ها اضافه می‌گردد. اثر ردیف‌های لوله در دسته لوله نه تنها به مقدار جریان چگالش یافته از یک ردیف به ردیف دیگر بستگی دارد بلکه به وضعیت فیزیکی که این فرایند در آن بوقوع می‌پیوندد نیز مرتبط است. رژیم‌های متفاوتی که از جریان چگالش یافته از یک لوله بر روی لوله زیرین خود ایجاد می‌شود در شکل ۲ نشان داده شده است و در زیر به آن پرداخته می‌شود:

مود قطره‌ای<sup>۸</sup>: در این حالت مایع از یک لوله به لوله دیگر به صورت قطرات مجزا و با توالی سریع در طی بازه‌های زمانی یکنواخت جریان می‌یابد. قطرات بسته به خواص سیال، اختلاف دانسیته، کشش سطحی و ویسکوزیته سیال در اندازه‌های مختلفی تشکیل می‌گردد.



شکل ۲- مودهای چگالش جریان روی دسته لوله افقی

مود ستونی<sup>۹</sup>: در نرخ‌های جریان بالاتر جت‌های قطرات با یکدیگر آمیخته و ستون‌های مایع مجزا از هم را تشکیل می‌دهند. مود صفحه‌ای<sup>۱۰</sup>: در نرخ‌های جریانی خیلی بالاتر ستون‌ها ناپایدار شده و صفحات مایعی را تشکیل می‌دهند که از یک لوله به لوله دیگر جریان می‌یابد. در نهایت با نرخ جریان کافی صفحات مایع به یکدیگر پیوسته و جریان پیوسته صفحات را از یک لوله به لوله دیگر به وجود می‌آورند.

مود افشانه‌ای<sup>۱۱</sup>: تحت شرایطی که سرعت بخار بالا باشد مودهای جریانی ذکرشده در بالا منقطع شده و مایع از جریان بخار تأثیر می‌پذیرد. در این شرایط با ورود قطرات مایع در جریان بخار گذرنده از میان لوله‌ها یک جریان افشانه‌ای شکل می‌گیرد.

در میان مودهای جریانی فوق، مود صفحه‌ای به لحاظ انتقال حرارت بدترین عملکرد را در میان سایرین دارد. مود ستونی به علت کمتر مستغرق شدن لوله به وسیله مایع عملکردی بهتر از مود صفحه‌ای نشان داده و مود قطره‌ای نیز از هر دو بهتر عمل می‌کند. از آنجا که قطر قطرات مایع بسیار کمتر از ضخامت فیلم بوده و با افتادن قطرات سطح جدیدی برای چگالش ایجاد می‌شود مقاومتی که در مود قطره‌ای در برابر انتقال حرارت ایجاد می‌شود بسیار کمتر از

فرض هموار بودن سطح مشترک فیلم و بخار در اغلب موارد فرض نادرستی است چرا که معمولاً سطح مشترک ناپایدار بوده و موج‌های تشکیل یافته روی آن باعث افزایش انتقال حرارت از طریق افزایش سطح تماس و کاهش ضخامت فیلم می‌گردد. در سال ۱۹۵۶ با تعریف ضریبی تصحیحی بر حسب رینولدز فیلمی این اثر لحاظ گردید [۳]. این ضریب تصحیحی تا جایی که عدد رینولدز فیلمی آغاز توربالانس را بیان کند (حدود ۱۶۰۰) معتبر است. چگالش فیلمی لایه‌ای در سال ۱۹۵۹ به وسیله تئوری لایه مرزی مورد مطالعه قرار گرفت [۴]. در این تحلیل فرض صرفنظر کردن از مومنتوم که در تحلیل ناسلت آمده بود رها گردید اما همچنان اثر تنش برشی بخار روی فیلم نادیده گرفته شد.

اثر برشی بخار در سطح مشترک فیلم و بخار در صورت هم‌جهت بودن باعث کاهش ضخامت فیلم و در نتیجه افزایش انتقال حرارت می‌شود. از سویی دیگر در صورت مخالف بودن جهت جریان بخار با فیلم ضخامت فیلم افزایش می‌یابد.

### ۱-۳- چگالش فیلمی لایه‌ای روی لوله افقی

با به کارگیری روش ناسلت در تحلیل چگالش فیلمی لایه‌ای روی صفحه عمودی می‌توان به طور مشابه چگالش خارجی روی تک‌لوله هم‌دمای افقی را تحلیل نمود. جریان بر روی تک‌لوله به علت طول سرمایش کوتاه حول محیط لوله تقریباً همیشه لایه‌ای می‌باشد.

### ۱-۴- چگالش روی دسته لوله افقی

به منظور طراحی حرارتی سمت پوسته یک کندانسور، تحلیل چگالش فیلمی تک‌لوله برای مدل کردن دسته لوله افقی تممیم داده می‌شود. در چگالش روی دسته لوله چند عامل مهم باید در نظر گرفته شود:

- چگونگی جریان سیال چگالش یافته از لوله ای به لوله دیگر
  - اهمیت ساب کولینگ در فیلم
  - اهمیت اثر برش جریان بخار آب و چگونگی محاسبه آن
  - نقطه تبدیل جریان فیلمی از حالت لایه ای به توربولانت
- در طول چگالش روی دسته لوله، سیال چگالش یافته از لوله‌های بالایی بر روی لوله‌های پایینی ریخته و به سیال چگالش یافته روی

<sup>8</sup> Droplet Mode

<sup>9</sup> Column Mode

<sup>10</sup> Sheet Mode

<sup>11</sup> Spray Mode

<sup>7</sup> Drag

لوله بالایی تاثیر نپذیرفته و بنابراین ضریب انتقال حرارت میانگین روی دسته لوله کمتر کاهش میابد.

۱-۶- شرح مدل بیتی و کاتز برای چگالش روی لوله‌های پره کوتاه در سال ۱۹۴۸، بیتی و کاتز [۵] نخستین مدل انتقال حرارت چگالشی روی لوله‌های افقی را ارائه نمودند. آنها تحلیل ناسلت روی سطوح عمودی را برای چگالش روی فین و تئوری ناسلت در لوله‌های افقی را برای ناحیه بین فین‌ها به کار برده و در واقع از یک روش دویخشی استفاده کردند. بنابراین ضریب انتقال حرارت چگالشی در واقع به صورت میانگینی وزنی از ضریب چگالش در سطح ریشه که با  $\alpha_{root}$  نشان داده می‌شود و ضریب چگالش روی سطح فین که با  $\alpha_{fin}$  نشان داده می‌شود تعیین می‌گردد. با به حساب آوردن بازده فین ضریب چگالش روی فین عبارتست از:

$$\alpha \eta_{surface} = \alpha_{root} \frac{A_{root}}{A_{total}} + \alpha_{fin} \frac{\eta_{fin} A_{fin}}{A_{total}} \quad (2)$$

در این رابطه  $\alpha$  بر اساس سطح خارجی موثر  $A_{eff}$  لوله‌های پره کوتاه تعیین می‌گردد.

سطح کلی انتقال حرارت در واحد طول عبارتست از:

$$A_{total} = A_{root} + A_{fin} \quad (3)$$

بازده سطح  $\eta_{surface}$  عبارتست از:

$$\eta_{surface} = 1 - \frac{A_{fin}}{A_{total}} (1 - \eta_{fin}) \quad (4)$$

در نتیجه سطح خارجی موثر و بازده فین از روابط زیر بدست می‌آید:

$$A_{eff} = \eta_{surface} A_{total} \quad (5)$$

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh \left[ m \left( e + \frac{t}{2} \right) \right]}{m \left( e + \frac{t}{2} \right)} \quad (6)$$

$$m = \left[ \frac{2 \left( \frac{1}{\alpha_{fin}} + R''_{f,o} \right)}{K_{fin} t} \right]^{1/2} \quad (7)$$

که در این روابط  $R$  ضریب فولینگ،  $e$  ارتفاع فین،  $t$  ضخامت میانگین فین و  $K_{fin}$  ضریب رسانایی گرمایی فین است. با در نظر گرفتن قطر پایه فینها در محاسبه سطح بین دو فین مجاور خواهیم داشت:

$$\alpha_{root} = 0.725 \left[ \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_G) g K_L^3 h_{LG}}{\mu_L D_{root} (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \quad (8)$$

با تعریف طول معادل بصورت زیر:

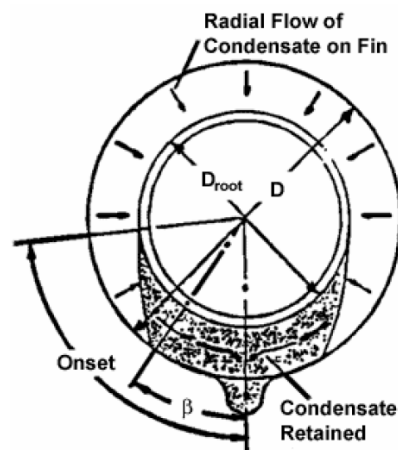
چگالش فیلمی است. با این حال باقی ماندن در مود قطره‌ای بخصوص زمانی که کشش سطحی سیال کم باشد مشکل است و بنابراین طراحی کندانسورها بر اساس مود فیلمی انجام می‌شود.

تحلیل ناسلت روی دسته لوله با فرض وجود مود صفحه ای بین لوله‌ها ضریب انتقال حرارت میانگین برای  $N$  لوله را بصورت زیر پیش بینی میکند:

$$\frac{\alpha_m}{\alpha_{(N=1)}} = N^{-1/4} \quad (1)$$

۱-۵- چگالش روی لوله‌های پره کوتاه

به منظور افزایش ضریب انتقال حرارت در کندانسورهای پوسته و لوله از لوله‌های بهینه و از جمله آنها لوله‌های پره کوتاه استفاده می‌شود. در این لوله‌ها ارتفاع فین بسته به دانسیته فین و جنس لوله از 0.66mm تا 1.5mm متغیر می‌باشد. دانسیته فیلم بین 19 fin/in تا 42 fin/in متغیر است. در لوله‌های پره کوتاه انتقال حرارت به علت افزایش سطح تماس افزایش پیدا می‌کند. ولی در عین حال نیروی کششی سطحی در این لوله‌ها اهمیت می‌یابد. در طول چگالش سیال چگالش یافته فاصله بین فین‌ها در قسمت پایینی لوله را پر می‌کند که به این پدیده ماندگاری مایع<sup>۱۲</sup> گفته می‌شود. این پدیده زمانی اتفاق می‌افتد که نیروی جاذبه مایع چگالش یافته را به سمت پایین لوله کشیده ولی کشش سطحی باعث پر شدن فضای بین فین‌ها می‌گردد (شکل ۳). در این ناحیه انتقال حرارت به علت وجود لایه ضخیم مایع کاهش می‌یابد. در قسمت بالایی لوله کشش سطحی تمایل به پخش کردن فیلم مایع و در نتیجه افزایش انتقال حرارت دارد. اگر فاصله بین فین‌ها کاهش یابد سطح تبادل حرارت در واحد طول افزایش می‌یابد اما در عین حال درصدی از لوله که تحت اثر ماندگاری مایع قرار می‌گیرد نیز افزایش یافته تا حدی که در حالت بحرانی تمام لوله مستغرق می‌گردد. بنابراین دانسیته فین برای هر سیال باید بهینه گردد که این به ضریب کشش سطحی آن ماده بستگی دارد.



شکل ۳- ماندگاری مایع روی یک لوله پره کوتاه

در دسته لوله‌های پره کوتاه بعلاوه مانع از پخش جانبی سیال چگالش یافته در قسمت زیرین لوله، بخش بزرگی از سطح لوله از

<sup>12</sup> Liquid Retention

به داده های تجربی که از مقالات معتبر بدست آمده است، الگوریتم تهیه شده برای مدل بی‌تی و کاتز تطابق بهتری با این داده ها نشان میدهد.

در مورد روش محاسبه سطح تبدالی مورد نیاز با توجه به متغیر بودن ضریب انتقال حرارت سمت پوسته با تغییر دمای دیواره، استفاده از اختلاف دمای لگاریتمی ممکن نیست، اگر چه در مقالات با در نظر گرفتن مقداری میانگین برای دمای دیواره از این روش استفاده میشود. روش مورد استفاده در الگوریتم حاضر بر مبنای انتگرالگیری روی طول لوله و در نتیجه لحاظ کردن تغییرات محلی ضریب انتقال حرارت میباشد. به این ترتیب در محاسبات بکار رفته در این روش از هیچگونه تقریبی استفاده نشده و بنابراین دقت بالایی حاصل میشود.

در محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت داخل لوله از معادله دیتیوس و بولتر<sup>۱۷</sup> در جریان مغشوش استفاده شده است [۱۰]:

$$Nu = 0.023 Re^{2/3} Pr^{0.4} \quad (12)$$

در این الگوریتم با فرض یکسان بودن شرایط برای همه لوله های درون یک پاس، طول لوله مورد نیاز برای رساندن دمای آب از ورودی به خروجی محاسبه میشود.

از جمله توابعی که در این الگوریتم مورد استفاده قرار گرفته میتوان به تابع R22 اشاره کرد که خواص ترموفیزیکی میرد R22 را در دماهای مختلف محاسبه مینماید. همچنین دو تابع دیگر برای حل معادلات غیر خطی که در جریان محاسبات مربوط به سطح تبدالی بکار می آید در برنامه گنجانده شده است.

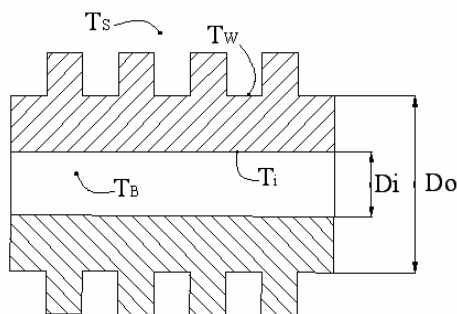
در مورد اثر استغراق<sup>۱۸</sup> روی دسته لوله از ضریب کاهشده میانگین 0.88 استفاده شده که با توجه به معیار زیر محاسبه گردیده است:

$$\frac{\alpha_m}{\alpha_{(N=1)}} = N^{-1/12} \quad (13)$$

### ۳- شرح روش انتگرالگیری

مطابق با روابط ذکر شده در مدل بی‌تی و کاتز ضریب انتقال حرارت چگالشی در سمت پوسته به فرم زیر میباشد:

$$\alpha_o = a(T_s - T_w)^n \quad (14)$$



شکل ۴- برشی از لوله پره کوتاه

$$L_{fin} = \frac{\pi(D_t^2 - D_{root}^2)}{4D_t} \quad (9)$$

خواهیم داشت:

$$\alpha_{fin} = 0.943 \left[ \frac{\rho_L(\rho_L - \rho_G)gK_L^3 h_{LG}}{\mu_L L_{fin} (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \quad (10)$$

با ترکیب روابط فوق داریم:

$$\alpha_{n_{surface}} = 0.689 \left[ \frac{\rho_L(\rho_L - \rho_G)gK_L^3 h_{LG}}{\mu_L L_{fin} (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \left[ \frac{A_{root} D_{root}^{-0.25}}{A_{total}} + 1.3 \frac{\eta_{fin} A_{fin}}{A_{total}} L_{fin}^{-0.25} \right] \quad (11)$$

### ۲- شرح الگوریتم مورد استفاده در مدلسازی کندانسورهای آبی

در الگوریتم حاضر، برای تعیین سطح تبدالی مورد نیاز، تعداد لوله ها و مشخصات لوله نظیر قطر داخلی و خارجی بعنوان ورودی دریافت و طول لوله که برای همه لوله های درون دسته لوله یکسان است محاسبه میشود. شرح کلیه ورودیها و خروجیهای الگوریتم بصورت زیر است:

ورودیها: مشخصات هندسی لوله (قطرهای داخلی و خارجی، ارتفاع فین، ...)، تعداد لوله ها، تعداد پاسها، گام لوله ها، قطر شل، فاصله ردیف بالایی لوله ها تا مرکز شل، ضریب رسانایی لوله، ضریب فولینگ در سمت لوله و شل، دمای اشباع کندانسور، خواص ترموفیزیکی سیال مبرد در دمای اشباع، میزان ساب کولینگ، دمای بخار سوپر هیت ورودی، خواص ترموفیزیکی سیال مبرد در حالت سوپر هیت، دمای آب ورودی، دمای آب خروجی، خواص ترمو فیزیکی آب در دمای میانگین ورود و خروج.

خروجیها: طول موثر مورد نیاز برای لوله، رینولدز جریان آب داخل لوله، سرعت آب در داخل لوله، ضریب انتقال حرارت سمت لوله، ضریب انتقال حرارت سمت شل، درصد بار حرارتی دیسوپرهیتینگ، درصد بار حرارتی سابکولینگ، درصد بار حرارتی کندانسینگ.

در طراحی مدل برای شبیه سازی عملکرد یک کندانسور آبی با جریان مبرد درون پوسته و جریان آب در داخل لوله، دو موضوع حائز اهمیت است. یکی نحوه محاسبه ضریب انتقال حرارت در سمت پوسته و دیگری نحوه محاسبه سطح تبدالی مورد نیاز. در الگوریتم حاضر برای تعیین ضریب انتقال حرارت سمت پوسته با فرض استفاده از لوله های پره کوتاه از مدل قدیمی بی‌تی و کاتز همراه با اصلاحات اسمیرنوف و لوکانوف<sup>۱۳</sup> [۶] برای در نظر گرفتن اثر نوک فین و نیز پیرسون و ویترز<sup>۱۴</sup> [۷] برای اصلاح ضریب انتقال حرارت در دانسیته های فین بالا استفاده شده است. مدلهای محاسباتی دیگری نیز برای شبیه سازی کندانسور وجود دارند که از جمله معتبرترین آنها میتوان به مدل وب و رودی<sup>۱۵</sup> [۸] و نیز مدل رز<sup>۱۶</sup> [۹] اشاره کرد. اما با توجه

<sup>13</sup> Smirnov & Lukanov

<sup>14</sup> Pearson & Withers

<sup>15</sup> Web & Rudy

<sup>16</sup> Rose

<sup>17</sup> Dittus & Boelter

<sup>18</sup> Inundation

تبرید استفاده میشود. بسته به مدل چیلر کندانسورهای آن میتوانند با یکدیگر مشابه یا متفاوت باشند. بطور کلی در این محصولات از ۸ مدل کندانسور برای ۱۳ مدل چیلر استفاده میشود. لوله های بکار گرفته شده در همه کندانسورها از نوع 40 fin/inch ساخت شرکت ویلند<sup>۱۹</sup> میباشد که مشخصات آن از کاتالوگهای مربوطه استخراج گردیده است. تمامی کندانسورها ۳ گذر بوده و ضریب رسوب مطابق با کاتالوگ چیلرها برابر با 0.000088 Km<sup>2</sup>/W در نظر گرفته میشود. مشخصات هندسی کندانسورها نظیر تعداد لوله، طول لوله، گام لوله، قطر شل و غیره از نقشه های ساختی بدست می آید. شرایط عملکردی اعم از تناژ واقعی و دبی آب در شرایط استاندارد مندرج در کاتالوگ یعنی دمای آب سرد خروجی چیلر 4.4°C، دمای آب سرد برگشتی به چیلر 10°C، دمای اشباع سیال مبرد در کندانسور 37.2°C، دمای آب ورودی کندانسور 27.2°C و دمای آب خروجی از آن 32.7°C در نظر گرفته شده است. پس از انجام شبیه سازی، سطح تبادل حرارت محاسبه شده توسط برنامه شبیه ساز با سطح تبادل کندانسورهای موجود مقایسه گردیده و نتایج آن در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱: مقایسه نتایج محاسبات شبیه ساز کندانسورهای آبی چیلرهای تراکمی با نقشه های ساختی موجود

سایز چیلر 30HR	مدل کندانسور	طول لوله موجود (m)	طول لوله محاسبه شده (m)	درصد اختلاف %
۴۰	۲۲	۱,۷۳۳۵	۱,۵۱۰۸	-۱۲,۸۵۱
۵۰	۲۷	۱,۷۳۳۵	۱,۶۳۳۵	-۵,۷۷۰۶
۵۰	۲۲	۱,۷۳۳۵	۱,۶۲۹۷	-۵,۹۹۲
۶۰	۲۷	۱,۷۳۳۵	۱,۷۶۹۵	۲,۰۷۲۴
۷۰	۳۳	۱,۷۳۳۵	۱,۶۶۵۷	-۳,۹۱۳۷
۷۰	۴۳	۱,۷۳۳۵	۱,۶۵۳۶	-۴,۶۱۳۴
۸۰	۵۴	۲,۱۳۶۸	۱,۹۰۹۶	-۱۰,۶۳۲
۸۰	۳۳	۱,۷۳۳۵	۱,۶۸۷۵	-۲,۶۵۴۳
۹۰	۳۳	۱,۷۳۳۵	۱,۸۰۰۹	۳,۸۸۲۵
۹۰	۷۰	۲,۱۳۶۸	۲,۱۱۵۵	-۰,۹۹۴۷۱
۱۰۰	۵۴	۲,۱۳۶۸	۱,۹۸۷۵	-۶,۹۸۵۶
۱۱۰	۷۰	۲,۱۳۶۸	۲,۰۸۳۹	-۲,۴۷۵۱
۱۱۰	۵۴	۲,۱۳۶۸	۲,۰۰۱۴	-۶,۳۳۳۸
۱۲۰	۷۰	۲,۱۳۶۸	۲,۰۲۰۲	-۵,۴۵۷۱

<sup>19</sup> Wieland

بنابراین از معادله انتقال حرارت روی لوله خواهیم داشت :

$$Q = \alpha_o A_o (T_s - T_w) = \pi D_o l a (T_s - T_w)^{n+1} \quad (15)$$

از طرفی با در نظر گرفتن ضریب انتقال حرارت کلی داریم :

$$Q = U_o A_o (T_w - T_B) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{R_{f,i}''}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi K_{fin}}} (T_w - T_B) \quad (16)$$

با فرض :

$$b = \frac{1}{a} \left( \frac{1}{\frac{R_o}{R_i} \frac{1}{\alpha_i} + \frac{R_o}{R_i} R_{f,i}'' + \frac{R_o \ln(D_o/D_i)}{K_{fin}}} \right) \quad (17)$$

از برابر قرار دادن روابط ۱۵ و ۱۶ خواهیم داشت :

$$T_B = T_w - \frac{1}{b} (T_s - T_w)^{n+1} \quad (18)$$

با دیفرانسیل گیری از طرفین داریم :

$$dT_B = dT_w + \frac{n+1}{b} (T_s - T_w)^n dT_w \quad (19)$$

$$T_s = cte \rightarrow dT_w = -d(T_s - T_w) \quad (20)$$

$$\rightarrow dT_B = -\left[1 + \frac{n+1}{b} (T_s - T_w)^n\right] d(T_s - T_w) \quad (21)$$

از طرفی با انجام موازنه در یک المان فرضی از لوله داریم :

$$\dot{m} C_p \Delta T_B = \alpha_o \pi D_o (T_s - T_w) \Delta l \quad (22)$$

در نتیجه :

$$\dot{m} C_p dT_B = \pi D_o a (T_s - T_w)^{n+1} dl \quad (23)$$

با جایگزینی از رابطه ۲۱ خواهیم داشت :

$$dl = \left[ -\frac{\dot{m} C_p}{\pi D_o a} (T_s - T_w)^{-(n+1)} - \frac{\dot{m} C_p (n+1)}{\pi D_o a b} (T_s - T_w)^{-n} \right] d(T_s - T_w) \quad (24)$$

و با انتگرالگیری داریم :

$$\left. \frac{\dot{m} C_p (n+1)}{\pi D_o a b} \ln(T_s - T_w) - \frac{\dot{m} C_p}{\pi D_o a n} (T_s - T_w)^{-n} \right]_1^2 = l \quad (25)$$

در نهایت با حل معادلات ۲۵ و ۱۸ بصورت همزمان میتوان طول لوله مورد نیاز برای تغییر دمای آب در داخل لوله از حالت یک به حالت دو را محاسبه نمود.

نتیجه

با استفاده از شبیه ساز موجود عملکرد کندانسورهای چیلرهای تراکمی در ظرفیتهای ۴۰ تا ۲۴۰ تن مورد بررسی قرار گرفت. همه چیلرها دارای دو کندانسور میباشند که از هر کدام برای یک مدار

$\alpha$	ضریب انتقال حرارت، $W/m^2K$
$\alpha_{root}$	ضریب انتقال حرارت در ریشه فین، $W/m^2K$
$\alpha_{fin}$	ضریب انتقال حرارت در فین، $W/m^2K$
$\eta_{surface}$	بازده سطح
$\eta_{fin}$	بازده فین
$\rho$	چگالی، $kg/m^3$
$\mu$	لزجت، $Ns/m^2$
	<b>زیرنویس</b>
G	گاز
i	داخلی
L	مایع
LG	گاز-مایع
o	بیرونی
t	لوله

#### مراجع

- [1]- Thome, John R., Engineering Data Book III, Wolvortine Tube Inc, 2006.
- [2]- Nusselt, W., "Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes," Zeitschr Ver Deutch Ing, Vol. 60, pp. 541-546 and pp. 569-575, 1916.
- [3]- Brauer, H., "Stromung und Wärmeübergang bei Reiselfilmen," VDI Forschung, Vol. 22, pp. 1-40.
- [4]- Sparrow, E. M., and Gregg, J. L., "Laminar Condensation Heat Transfer on a Horizontal Cylinder," Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 81, pp. 291-296, 1959.
- [5]- Beatty, Kenneth O. Jr. and Katz, D. L., "Condensation of Vapors on Outside of Finned Tubes," Chemical Engineering Progress, Vol. 44, pp. 55-70, 1948.
- [6]- Smirnov, G. F., and Lukanov, I. I., "Study of Heat Transfer from Freon-11 Condensation on a Bundle of Finned Tube," Heat Transfer-Soviet Research, Vol. 4, No. 3, pp. 51-55, 1972.
- [7]- Pearson, J. R., and Withers, J. G., "New Finned Tube Configuration Improves Refrigerant Condensing," ASHRAE Journal, Vol. 11, No. 6, pp. 77-82, 1969.
- [8]- Webb, R. L., Rudy, T. M., and Kedzierski, M. A., "Prediction of the Condensation on Horizontal Integral-finned Tubes," Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 369-376, 1985.
- [9]- Rose, J. W., "An Approximate Equation for the Vapour-Side Heat-Transfer Coefficient for Condensation on Low-Finned Tubes," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 37, pp. 865-875, 1994.
- [10]- Incropera, Frank P. and De Witt, D. P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3rd Edition, New York, John Wiley & Sons. 1990.

۱۴۰	۷۰	۲,۱۳۶۸	۲,۰۵۷	-۳,۷۳۵
۱۶۰	۸۴	۲,۱۲۷۳	۲,۰۸۱۸	-۲,۱۳۸۵
۲۰۰	۹۷	۲,۷۳۳۷	۲,۷۲۹۵	-۰,۱۵۲۴۶
۲۴۰	۹۷	۲,۷۳۳۷	۲,۹۰۸۶	-۶,۳۹۸

#### نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

اگرچه نتایج شبیه سازی تطابق خوبی با مقادیر موجود دارد، اندک اختلاف بوجود آمده ناشی از بکارگیری کندانسورهای مشابه برای تناژهایی مختلف است. این امر میتواند باعث بزرگتر انتخاب شدن یک کندانسور برای یک تناژ خاص بمنظور اطمینان از جوابگو بودن آن گردد. این مسئله بخصوص در کندانسورهای مدل ۲۲ در چیلر ۴۰ تن و مدل ۵۴ در چیلر ۸۰ تن مشهود است.

#### فهرست علائم

A	مساحت، $m^2$
$A_{root}$	سطح لوله در ریشه فین، $m^2$
$A_{total}$	سطح کلی لوله، $m^2$
$A_{fin}$	سطح فین، $m^2$
$A_{eff}$	سطح موثر، $m^2$
$C_p$	ظرفیت حرارتی مخصوص آب، $J/kgK$
D	قطر لوله، m
e	ارتفاع فین، m
g	شتاب ثقلی، $m/s^2$
h	انتالپی، $J/kg$
$L_{fin}$	طول معادل فین، m
$K_{fin}$	ضریب رسانایی فین، $W/mK$
$\dot{m}$	دبی جرمی آب، $kg/s$
N	تعداد لوله
Nu	عدد ناسلت
Pr	عدد پرانتل
Q	حرارت تبادل یافته، W
R	شعاع لوله، m
$R''_{f,i}$	ضریب رسوب داخل لوله، $m^2K/W$
$R''_{f,o}$	ضریب رسوب خارج لوله، $m^2K/W$
Re	عدد رینولدز
$T_s$	دمای اشباع مبرد، $^{\circ}C$
$T_w$	دمای جداره لوله، $^{\circ}C$
$T_B$	دمای آب داخل لوله، $^{\circ}C$
t	ضخامت میانگین فین، m
U	ضریب انتقال حرارت کلی، $W/m^2K$

#### علائم یونانی