

مطالعه انتقال حرارت تقطیر در لوله‌های افقی با مقطع بیضی و پره دار داخلی مورد استفاده در کندانسرهاى هوائی

حسین شکوه‌مند

استاد گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

نصراالله تابنده

دانشیار گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

هادی محمدی

دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت: ۷۹/۶/۱۳، تاریخ تصویب: ۸۰/۴/۳۰)

چکیده

در این مقاله انتقال حرارت تقطیر درون لوله‌های افقی با مقطع بیضی و پره‌های داخلی مورد بررسی قرار گرفته‌است. جریان بخار از نظر هیدرودینامیکی و حرارتی توسعه یافته می‌باشد. ضخامت پره‌ها ناچیز فرض شده است. مسئله برای لوله‌های با مقاطع بیضی و نسبت‌های مختلف قطر‌ها حل شده‌است. نتایج برای حالتیکه درون لوله پره‌دار و یا بدون پره باشد بدست آمده و بصورت نمودارهایی ارائه شده‌اند. نتایج حاصل از حل در حالت دایره‌ای (با یکسان قراردادن مقدار عددی قطر افقی و عمودی بیضی) با نتایج ارائه شده توسط دیگر محققین برای حالت دایره‌ای مقایسه گردیده که تطابق بسیار خوبی را نشان می‌دهد. نتایج حاصله نشان می‌دهد که هرگاه آرایش لوله‌ها بگونه‌ای باشد که قطر بزرگ افقی باشد، انتقال حرارت از حالت دایره‌ای کوچکتر و در حالتی که قطر بزرگ در امتداد شتاب ثقل قرار گیرد، انتقال حرارت به مراتب بیش از حالت دایره‌ای می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: انتقال حرارت، تقطیر، لوله‌های افقی، مقطع بیضی، پره داخلی، کندانسره‌وایی

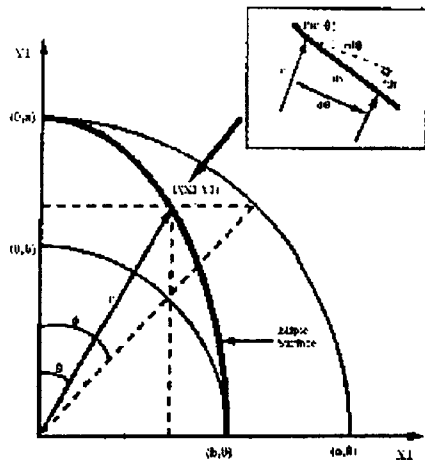
مقدمه

امروزه پیشرفت روزافزون صنایع نیروگاهی و مطرح شدن مسائل مختلفی همچون مشکلات زیست محیطی، جنبه‌های اقتصادی و مانند آن، بازنگری در طراحی کلی نیروگاهها و نیز اجزای آن را بیش از پیش ضروری می‌سازد. در این میان مبدلهای حرارتی که یکی از اجزای اصلی سیکل نیروگاهی می‌باشند بدلیل اینکه دامنه طراحی وسیع و متنوعی دارند در درجه اول اهمیت بازنگری طراحی قرار می‌گیرند. در طراحی مبدلهای حرارتی دو عامل از اهمیت ویژه‌ای برخوردارند، عامل اول هرچه فشردمتر و کوچکتر شدن ابعاد مبدلهای دیگری بالابردن راندمان آنها می‌باشد. در این مقاله کندانسرهاى هوایی که یکی از انواع مبدلهای حرارتی بوده و در

سیکل‌های نیروگاهی از اجزای اصلی بشمار می‌آید، مورد بررسی قرار گرفته است. برای کارآئی هرچه بیشتر کندانسرهاى هوایی، لازم است که حرارت انتقال یافته از واحد سطح به بیشترین مقدار ممکن رسانیده شود. بدین جهت، در این مقاله با تغییر هندسه لوله، به انتقال حرارت تقطیر درون لوله‌های با مقطع بیضی و دارای پره‌های داخلی پرداخته شده‌است.

تا آنجا که بررسی‌های صورت پذیرفته نشان می‌دهد انتقال حرارت درون لوله‌های بیضی تاکنون مورد بررسی قرارنگرفته و تمامی تحقیقات انجام شده یا درمورد تقطیر درون لوله‌های دایره‌ای بوده که کاملترین آنها که در آن هردو اثر فشار و نیروی برشی میان فازی مورد

استفاده شده است (شکل ۲).



شکل ۲: سیستمهای مختصات مسئله.

سیستم مختصات اصلی مسئله، سیستم مختصات منطبق بر مرز میباشد، بدین ترتیب که در هر نقطه از دیواره که مورد بحث باشد، همان نقطه مبدأ مختصات بوده و محورها به ترتیب، محور X در جهت مماس بر دیواره در جهت عقربه‌های ساعت برای نیمه راست لوله، محور Y در جهت عمود بر دیواره در همان نقطه و به سمت درون لوله، و بالاخره محور Z در راستای طول لوله و به سمت انتهای آن می‌باشد.

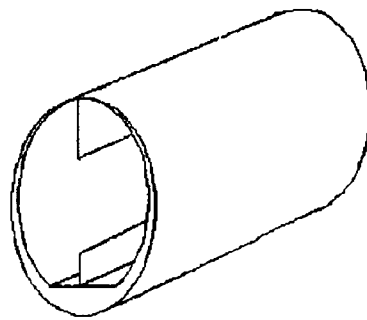
اولین سیستم مختصات کمکی، سیستم مختصات کارتزین می‌باشد که در آن مرکز بیضی بعنوان مبدأ مختصات در نظر گرفته شده است. محور افقی بنام $X1$ و محور عمودی بنام $Y1$ نامگذاری می‌گردند و در جهت طول لوله، محور Z در این سیستم با سیستم مختصات اصلی و نیز دیگر سیستمهای کمکی مورد بحث، یکسان میباشد و تفاوت سیستمها تنها در مختصات صفحه سطح مقطع آنها می‌باشد. سیستم مختصات کمکی دیگر، سیستم مختصات استوانه‌ای (در سطح مقطع لوله، سیستم مختصات قطبی) به مبدأ مرکز بیضی، و شعاع قطبی r می‌باشد که زاویه از راستای عمودی و در جهت عقربه ساعت برای نیمه راست لوله مورد بحث، بصورت زاویه θ منظور می‌گردد. محور Z نیز همانگونه که گفته شد مانند سیستمهای قبلی است. اما آخرین سیستم کمکی مورد استفاده، که در

توجه قرار گرفته توسط Chen [۱] انجام پذیرفته و در مورد لوله‌های بیضوی تحقیقات یا در مورد تقطیر بیرون لوله انجام شده است که بعنوان کاملترین آنها می‌توان به Memory [۲] و همکارانش اشاره نمود و یا مانند Fiegand [۳] تقطیر درون لوله‌های بیضوی مایل (غیر افقی) می‌باشد. در این تحقیق با برداشتن دو گام به جلو به بررسی تقطیر درون لوله‌های بیضوی افقی و در ضمن دارای پره‌های داخلی پرداخته شده است.

معرفی مسئله

در این پروژه، انتقال حرارت تقطیر، به هنگام عبور جریان بخار اشباع از درون لوله افقی با مقطع بیضوی و پره‌دار داخلی، بررسی میگردد. جریان بخار اشباع ورودی بصورت جریان دوفازی مایع-بخار و به شکل stratified بوده و به حالت cocurrent درون لوله جریان دارد. شکل هندسی مسئله مطابق شکل (۱) است.

در تحلیل مسئله، مقادیر تنش برشی میان وجهی فازها^۱، گرادیان فشار محوری، تغییرات دمای اشباع سیال، و همچنین ضخامت لایه چگالیده بر دیواره و پره‌ها و سطح مایع چگالیده انباشته در کف لوله و شار گرمی آن، استخراج و بررسی می‌شوند. در نهایت ضریب کلی انتقال حرارت لوله محاسبه میشود.



شکل ۱: لوله افقی بیضوی پره‌دار.

هندسه مسئله

شکل هندسی مسئله بصورت یک لوله افقی با سطح مقطع بیضوی میباشد. به دلیل پیچیدگی مسئله، بجز سیستم مختصات اصلی، از چند سیستم کمی نیز

$$\lambda_{(\theta)} = a \left\{ \left[c^2 + \frac{(c^2 - 1)^2}{4} \left(1 - \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{1}{c} \tan \theta \right)^2} - 1 \right)^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \right. \\ \left. \left[\frac{1 + \left(\frac{1}{c} \tan \theta \right)^2}{(1 + \tan^2 \theta)} \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (4)$$

مولفه جاذبه در راستای حرکت مایع چگالنده ،

یعنی در راستای X نیز می‌تواند به فرم زیر نوشته شود:

$$g_{x(\phi)} = g \frac{\sin \phi}{\sqrt{\sin^2 \phi + c^2 \cos^2 \phi}}$$

در حالت دایره‌ای $c=1$ طرف راست معادله فوق بصورت $\sin \phi$ در خواهد آمد.

ارائه مدل فیزیکی

لوله‌ای افقی با مقطع بیضوی که دارای قطر افقی $2b$ و قطر عمودی a می‌باشد و درون آن دو تیغه مستقیم که در راستای طولی و عمود بر دیواره لوله در راستای قطر عمودی لوله تعبیه شده‌اند در نظر گرفته می‌شود. ارتفاع پرها L_p بصورت ضربی از a در نظر گرفته شده‌اند. ضخامت پرها ناچیز فرض شده است. دمای جداره داخلی لوله T_w ثابت بوده و با فرض ضریب هدایت بالا برای پرها، دمای پرها نیز همان مقدار ثابت T_w می‌باشد.

جریان بخار خالص اشباع در دمای $T_{s,i}$ که $T_{s,i} > T_w$ در ابتدای لوله ($Z=0$) وارد لوله شده، در جهت طولی لوله (محور Z) جریان می‌یابد. بعلت عدم وجود گرادیان دما در بخار انتقال حرارت به فصل مشترک مایع-بخار، صرفاً "بواسطه تقطیر صورت می‌پذیرد(نه از طریق هدایت) و بنابراین بخار در حین حرکت با دمای اشباع $T_s(Z) = T_s$ در جداره و روی پرها تقطیر می‌گردد. جریان در لایه چگالنده آرام بوده و خواص چگالنده ثابت فرض می‌شود. لایه چگالنده بصورت مماس بر جداره لوله و مماس بر پره جاری می‌گردد. در سیستم مختصات منطبق بر مرکز، جهت مماسی برای

ساده سازی معادلات پیچیده مسئله بیشترین کمک را می‌نماید و تا حدودی موجب مشابهت این معادلات با معادلات مربوط به حل مسئله در حالت دایره‌ای می‌گردد. کمی از سیستم‌های قبلی پیچیده‌تر است. مطابق شکل (۲) چنانچه از مرکز بیضی، دایره‌هایی به شعاعهای a و b نیم‌قطرهای افقی و عمودی بیضی، ترسیم نمائیم تا محورهای $X1$ و $Y1$ را قطع نماید، آنگاه میتوان نوشت:

$$\begin{cases} X1 = r_\theta \sin \theta = b \sin \phi \\ Y1 = r_\theta \cos \theta = a \cos \phi \end{cases} \quad (1)$$

این سیستم که بر اساس زاویه ϕ و مقادیر a و b نیم‌قطرهای بیضی می‌باشد، هرچند شاید یک سیستم مختصات کامل با تمام مشخصات لازم برای تعریف آن نباشد، ولی با کمک گرفتن از رابطه فوق و نوشتن معادلات بر این اساس، معادلات مسئله، ظاهر ساده‌تری می‌یابند. این سیستم در مرجع Memory [۲] ذکر شده و از آن برای تقطیر بیرون لوله بیضوی استفاده شده است. حال بر اساس سیستمهای مذکور، برخی مشخصات هندسی مسئله ارائه می‌گردد.

معادله بیضی

$$\left(\frac{X1}{b} \right)^2 + \left(\frac{Y1}{a} \right)^2 = 1 \quad (2)$$

شعاع قطبی

$$r_\theta = \sqrt{X1^2 + Y1^2} = a \sqrt{\cos^2 \phi + c^2 \sin^2 \phi} \\ c = \frac{b}{a} \quad (3)$$

همچنین فاصله کوتاه طی شده برای المان، در سطح بیضی، dx ، می‌تواند به فرم زیر ارائه شود:

$$(dx)^2 = (dr)^2 + (r d\theta)^2 \\ dx = \lambda_{(\theta)} d\theta$$

که مقدار ضریب $\lambda_{(\theta)}$ بصورت زیر می‌باشد:

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

(۵)

معادله مومنوم در جهت x

$$\mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \Delta \rho g_x = 0$$

$$g_x = g \frac{\sin \phi}{\sqrt{\sin^2 \phi + c^2 \cos^2 \phi}}$$

(۶)

معادله مومنوم در جهت z

$$\mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \frac{dp}{dz} = 0$$

(۷)

معادله انرژی

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0$$

(۸)

شرایط مرزی مربوط به معادلات فوق بصورت زیر می‌باشند:

$$y=0 \Rightarrow u=w=0 \text{ \& } T=T_w$$

(الف-۹)

$$y=\delta \Rightarrow \partial u / \partial y = 0$$

$$\& \mu \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) = \tau$$

(ب-۹)

$$T=T_s \Rightarrow \dot{m}_{fg} h_{fg} = -k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)$$

(ج-۹)

که \dot{m}'' نرخ تقطیر میان فازی بر واحد سطح لایه چگالیده میباشد که مقدار آن از فرمول زیر بدست می‌آید:

$$\dot{m}_{fg}'' = \rho \left(v - u \frac{\partial \delta}{\partial x} - w \frac{\partial \delta}{\partial z} \right)_{y=\delta}$$

(۱۰)

با انتگرال گیری از معادله (۶) روی ضخامت لایه چگالیده و اعمال شرایط مرزی (الف-۹) خواهیم داشت:

دیواره و پره، جهت x منظور می‌گردد (مطابق شکل ۲). حرکت لایه چگالنده بجهت نیروی ثقل و اثر تنش برشی میان وجهی فازهای بخار-مایع^۲ در دو جهت x و z خواهد بود. در کف لوله نیز انباشت مایع چگالیده داشته و تحت تأثیر تنش برشی میان وجهی فازها در جهت z به حرکت درمی‌آید. لذا بجهت تحلیل انتقال حرارتی و هیدرودینامیکی، جریان را در چند ناحیه مورد تحلیل قرار می‌دهیم که این نواحی عبارتند از:

الف- جریان لایه چگالنده بر دیواره ($0 \leq \theta \leq \theta_m$)

ب - جریان لایه چگالنده بر پره

ج - جریان لایه چگالنده انباشته در کف لوله ($\theta_m \leq \theta \leq \pi$)

د - جریان فاز بخار

در ورودی لوله فرض شده که هیچ انباشتی صورت نپذیرفته است ($\theta = \pi$). با پیشرفت در طول لوله لایه چگالنده انباشته در کف لوله افزایش می‌یابد و بنابراین زاویه آزاد لوله کاهش می‌یابد.

تحلیل نواحی ذکر شده در بالا بر اساس فرضیات زیر صورت می‌پذیرد:

۱) لوله طولانی میباشد. ($L \gg a \& b$)۲) لایه مایع چگالنده نازک میباشد. ($a \& b \gg \delta$)۳) دمای دیواره ثابت است. ($T_w = \text{const.}$)

۴) جریان لایه چگالنده بصورت آرام میباشد.

حال بر اساس فرضیات فوق به بررسی هریک از نواحی می‌پردازیم.

تحلیل مسئله

جریان لایه چگالنده بر دیواره ($0 \leq \theta \leq \theta_m$)

ضخامت ناچیز لایه چگالنده در مقایسه با قطرهای افقی و عمودی لوله، آرام بودن جریان لایه چگالنده بر دیواره، و صرفنظر از اثر انحنا در تطبیق محورهای مختصات، سبب کاربرد تئوری تقریبات لایه نازک^۳ در مجموعه معادلات مومنوم و انرژی می‌گردد. معادلات حاکم بر جریان بصورت زیر می‌باشند:

بکارگیری برخی روابط هندسی در نهایت رابطه (۱۵) بصورت زیر درخواهد آمد:

$$\frac{\rho \Delta p}{\mu \lambda(\phi)} \left\{ \delta^3 \frac{g \sin \phi}{(\sin^2 \phi + c^2 \cos^2 \phi)^{1/2}} \left(\frac{\partial \delta}{\partial \phi} \right) + \frac{\delta^4 g}{3} (\sin^2 \phi + c^2 \cos^2 \phi)^{-3/2} \left[\cos \phi (\sin^2 \phi + c^2 \cos^2 \phi) - \frac{(1-c^2)}{2} \sin \phi \sin 2\phi \right] \right\} - \frac{\rho \delta^2}{\mu} \left(\delta \frac{dp}{dz} - \tau \right) \left(\frac{\partial \delta}{\partial z} \right) + \frac{\rho \delta^3}{2\mu} \left(\frac{d\tau}{dz} \right) - \frac{\rho \delta^4}{3\mu} \frac{d}{dz} \left(\frac{dp}{dz} \right) = \frac{k}{h_{fg}} (T_s - T_w) \quad (16)$$

از حل معادله دیفرانسیل غیرخطی فوق، توزیع ضخامت لایه چگالنده بر دیواره $\delta = \delta(\theta, Z)$ حاصل می‌گردد.

جریان لایه چگالنده بر پره

محورهای مختصات در این بخش نیز بصورت منطبق بر مرز بدین ترتیب تعریف می‌شوند که محور x جهت مماس بر پره، محور y در جهت عمود بر پره و محور z که مانند حالات قبل در راستای طولی لوله می‌باشد. در این ناحیه نیز با اعمال تقریبات لایه نازک، معادلات اساسی بصورت زیر بیان می‌شوند:

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (17)$$

معادله مومنوم در جهت x

$$\mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \Delta p g = 0 \quad (18)$$

$$u(y) = \frac{\Delta p \delta^2}{\mu} \left[\left(\frac{y}{\delta} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right] \left\{ \frac{g \sin \phi}{(\sin^2 \phi + c^2 \cos^2 \phi)^{1/2}} \right\} \quad (11)$$

و به همین ترتیب از انتگرال گیری معادله (۷) در راستای y و اعمال شرایط مرزی (۹-ب)، مؤلفه سرعت در راستای Z بصورت زیر بدست می‌آید:

$$w(y) = \frac{1}{\mu} \left\{ \left(\frac{dp}{dz} \right) \left(\frac{y^2}{2} \right) + \left[\tau - \left(\frac{dp}{dz} \right) \delta \right] y \right\} \quad (12)$$

همچنین یک توزیع دمای خطی بر اساس انتگرال گیری از معادله (۸) و اعمال شرایط مرزی (۹-ج) بفرم زیر خواهیم داشت:

$$T(y) = T_w + (T_s - T_w) \frac{y}{\delta} \quad (13)$$

لازم به ذکر است که معادلات فوق تنها با اعمال تقریبات لایه نازک معتبر می‌باشند.

با فرض اینکه تمامی انرژی حرارتی وارد شده از طریق هدایت از سطح، صرف تغییر فاز شود، که البته فرض معقولی نیز می‌باشد، میتوان نوشت:

$$\dot{m}_{fg} h_{fg} = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad (14)$$

و از آنجا ضخامت لایه چگالنده محلی را می‌توان با انتگرال گیری از معادله پیوستگی نسبت به y بصورت زیر بدست آورد:

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\delta} u \, dy + \frac{\partial}{\partial z} \int_0^{\delta} w \, dy = \left(\frac{k}{\rho h_{fg}} \right) \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=\delta} \quad (15)$$

با جایگذاری u و v در فرمول کلی و انتگرال گیری و

$$w_{(y)} = \frac{1}{\mu} \left\{ \left(\frac{dp}{dz} \right) \left(\frac{y^2}{2} \right) + \left[\tau - \left(\frac{dp}{dz} \right) \delta \right] y \right\}$$

(۲۴)

همچنین یک توزیع دمای خطی بر اساس انتگرال گیری از معادله (۲۰) و اعمال شرایط مرزی (۲۱) به فرم زیر خواهیم داشت:

$$T_{(y)} = T_w + (T_s - T_w) \frac{y}{\delta}$$

(۲۵)

لازم به ذکر است که معادلات فوق تنها با اعمال تقریبات لایه نازک معتبر می‌باشند.

برای یافتن معادله ضخامت لایه چگالیده بر پره نیز روند کار مشابه ناحیه لایه چگالیده دیواره می‌باشد، بدین ترتیب که با فرض اینکه تمامی انرژی حرارتی که از طریق انتقال حرارت هدایتی از سطح پره وارد شده، صرف تغییر فاز شود، که البته فرض معقولی نیز می‌باشد، میتوان نوشت:

$$\dot{m}_{fg}'' h_{fg} = -k \frac{\partial T}{\partial y}$$

(۲۶)

و از آنجا ضخامت لایه چگالیده محلی میتواند با انتگرال گیری از معادله پیوستگی نسبت به y مطابق فرمول زیر بدست آید:

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\delta_f} u \, dy + \frac{\partial}{\partial z} \int_0^{\delta_f} w \, dy = \left(\frac{k}{\rho h_{fg}} \right) \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=\delta}$$

(۲۷)

با جایگذاری u و v در رابطه فوق و انتگرال گیری خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} & \frac{\rho \Delta \rho g}{\mu} \delta_f^3 \left(\frac{\partial \delta_f}{\partial x} \right) \\ & - \frac{\rho \delta_f^2}{\mu} \left(\delta_f \left(\frac{dp}{dz} \right) - \tau \right) \left(\frac{\partial \delta_f}{\partial z} \right) \\ & + \frac{\rho \delta_f^3}{2\mu} \left(\frac{d\tau}{dz} \right) - \frac{\rho \delta_f^4}{3\mu} \frac{d}{dz} \left(\frac{dp}{dz} \right) \\ & = \frac{k}{h_{fg}} (T_s - T_w) \end{aligned}$$

(۲۸)

معادله مومنتم در جهت z

$$\mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \frac{dp}{dz} = 0$$

(۱۹)

معادله انرژی

$$\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0$$

(۲۰)

شرایط مرزی مربوط به معادلات فوق عبارتند از:

$$y = 0 \Rightarrow u = w = 0$$

$$\& T = T_w$$

(۲۱-الف)

$$y = \delta \Rightarrow \partial u / \partial y = 0$$

$$\& \mu \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) = \tau$$

(۲۱-ب)

$$T = T_s \Rightarrow \dot{m}_{fg}'' h_{fg} = -k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)$$

(۲۱-ج)

که \dot{m}_{fg}'' نرخ تقطیر میان فازی بر واحد سطح لایه چگالیده میباشد که مقدار آن از فرمول زیر بدست می‌آید:

$$\dot{m}_{fg}'' = \rho \left(v - u \frac{\partial \delta}{\partial x} - w \frac{\partial \delta}{\partial z} \right)_{y=\delta}$$

(۲۲)

مشابه آنچه در قسمتهای قبل در مورد ناحیه لایه چگالیده بر دیواره انجام پذیرفت، در اینجا نیز با انتگرال گیری از معادله (۱۸) روی ضخامت لایه چگالیده و اعمال شرایط مرزی (۲۱-الف) خواهیم داشت:

$$u_{(y)} = \frac{\Delta \rho g \delta^2}{\mu} \left[\left(\frac{y}{\delta} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right]$$

(۲۳)

و به همین ترتیب از انتگرال گیری معادله (۱۹) در راستای y و اعمال شرایط مرزی (۲۱-ب)، مؤلفه سرعت در راستای z بدست می‌آید:

تعیین $w=w(y)$ بعمل آمده است. در تحلیل انجام شده توسط Buffham [۶] مقدار η ثابت فرض شده است. Moalem & Sideman [۷] مقدار آنرا بسیار کوچک $\eta \ll 1$ تعیین نموده‌اند و بالاخره نتایج آزمایشات بعمل آمده توسط Russell [۸] و همکارانش در خصوص محلولهای آب- هوا، و گلیسرین- هوا با بیش از یکصد نقطه اندازه‌گیری، و نیز R. H. Jensen [۹] منجر به ارائه رابطه ریاضی زیر گردیده‌است:

$$\eta = \frac{\exp[0.73(1-\beta')]}{1.05} - 1$$

$$\beta' = \cos(\pi - \theta_m)$$

(۳۳)

آقای Chen [۱] نیز در تحلیل خویش برای بخار آب از همین رابطه استفاده نموده‌اند و در تحقیق حاضر جهت مقایسه با کار ایشان از این رابطه استفاده شده‌است.

با اعمال روابط فوق در معادله مومنوم در جهت Z و دو مرحله انتگرال‌گیری و اعمال شرایط مرزی، در نهایت مولفه سرعت در راستای طول لوله بفرم زیر بدست می‌آید:

$$w_1 = \frac{1}{2\mu(1+\eta)} \left(\frac{dp}{dz} \right) y^2 + \frac{y}{\mu} \left[\tau - \frac{1}{1+\eta} \left(\frac{dp}{dz} \right) \left(r_\theta - r_{\theta_m} \frac{\cos(\theta_m)}{\cos(\theta)} \right) \right]$$

(۳۴)

رابطه فوق مولفه سرعت در جهت Z مربوط به مایع چگالیده انباشته در کف لوله می‌باشد. با توجه به تعریف شار حجمی فاز مایع F داریم:

$$j_{fl} = \frac{1}{A_{tot}} \iint_A w_1 dA$$

(۳۵)

که با جایگذاری مولفه سرعت و سطح و برخی معادلات هندسی که به تفصیل در مرجع (۱) آمده‌است، در نهایت بفرم زیر در می‌آید:

از حل معادله دیفرانسیل غیرخطی فوق، توزیع ضخامت لایه چگالیده بر پره $\delta_f = \delta_f(\theta, Z)$ حاصل می‌گردد.

جریان لایه چگالنده انباشته در کف لوله
($\theta_m \leq \theta \leq \pi$)

همانگونه که ذکر شد چگالنده تشکیل شده بر روی دیواره و پره‌ها، در اثر نیروی ثقل به سمت پائین جاری شده و بنابراین در کف لوله تجمع مایع چگالیده وجود دارد. این لایه مایع انباشته در کف تحت اثر نیروی برشی میان وجهی فازها در راستای طولی لوله حرکت می‌نماید. این جریان آرام بوده و معادلات اساسی آن بصورت زیر بیان می‌شود:

معادله پیوستگی

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

(۲۹)

معادله مومنوم در جهت Z

$$\mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) - \frac{dp}{dz} = 0$$

(۳۰)

به منظور ساده سازی معادله مومنوم در جهت Z، ترم η بعنوان نسبت مشتقات مرتبه دوم سرعت بصورت زیر تعریف می‌گردد:

$$\eta = \frac{\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)}{\left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)}$$

(۳۱)

بنابراین معادله مومنوم در جهت Z به فرم زیر در خواهد آمد:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu(1+\eta)} \left(\frac{dp}{dz} \right)$$

(۳۲)

بررسیهای متعددی در خصوص مقدار η به جهت حل معادله توزیع مولفه محوری سرعت و

که در آن d_h قطر هیدرولیکی برای فاز بخار و α بصورت زیر تعریف می‌شوند:

$$d_h = \frac{4A_g}{\xi} \quad (44)$$

$$\alpha = \frac{A_g}{A_{tot}} \quad (45)$$

A_g سطح مقطع عبوری بخار، A_{tot} سطح مقطع کل لوله بوده و ξ نیز محیط تر شده مربوط به فاز بخار می‌باشد. همچنین پارامتر دیگری چون τ تنش برشی میان وجهی فازها از فرمول زیر بدست می‌آید:

$$\tau = f_i (\rho_g w_g^2 / 2) \quad (46)$$

در رابطه فوق f_i ضریب اصطکاک میان‌فازی است که از فرمول زیر بدست می‌آید:

$$f_i = c \text{Re}_g^{-m} \quad (47)$$

مقادیر c و m برحسب آرام یا مغشوش بودن جریان بخار اشباع به فرم زیر می‌باشند:
حالت جریان بخار مغشوش

$$c=16 \quad \& \quad m=1.0$$

حالت جریان بخار آرام

$$c=0.046 \quad \& \quad m=0.6$$

سرعت متوسط بخار w_g نیز مطابق فرمول زیر بدست می‌آید:

$$w_g = j_g / \alpha \quad (48)$$

عدد رینولدز برای جریان بخار نیز از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\text{Re}_g = w_g d_h / \nu_g \quad (49)$$

با استفاده از معادلات (۴۳) تا (۴۹) مقادیر $\frac{dp}{dz}$ و τ_i و

j_g بدست آمده و حال می‌توان روابط (۱۶) و (۲۸) را برای مقادیر ضخامت لایه چکاننده بر روی دیواره و پره δ_f ، δ حل نمود. آنگاه با یافتن این مقادیر می‌توان ضریب انتقال حرارت محلی را محاسبه نمود.

$$j_g = \frac{1}{A_{tot} \mu} \int_0^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{1}{6(1+\eta)} \left(\frac{dp}{dz} \right) y_{oe}^3 + \left(\tau - \frac{1}{(1+\eta)} \left(\frac{dp}{dz} \right) y_{oe} \right) \frac{y_{oe}^2}{2} \right\}^{(1/2)} \left[\frac{c^2 + 1/4 (c^2 - 1)^2 \left[1 - \left(2 \left(1 + (c^{-1} \tan \theta)^2 \right)^{-1} - 1 \right)^2 \right]}{(1 + \tan^2 \theta) \left[1 + (c^{-1} \tan \theta)^2 \right]^{-1}} \right]^{(1/2)} \frac{c (1 + \tan^2 \theta)}{1 + (c \tan \theta)^2} d\theta \quad (36)$$

رابطه فوق برای یافتن شارجمی مایع چکاننده انباشته در کف لوله استفاده می‌شود.

جریان فاز بخار

در مورد بخار اشباع جاری در لوله، با نوشتن بالانس حرارتی، می‌توان نوشت:

$$\dot{m}_{fg} h_{fg} = h A_p \Delta T \quad (37)$$

$$A_p = \xi_g \Delta z \quad (38)$$

$$j_g = w_g \frac{A_g}{A_{tot}} \quad (39)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{fg} &= \dot{m}_{g1} - \dot{m}_{g2} \\ &= \rho_g (w_{g1} A_{g1} - w_{g2} A_{g2}) \\ &= \rho A_{tot} (j_{g1} - j_{g2}) \end{aligned} \quad (40)$$

$$\dot{m}'_{fg} = \rho_g A_{tot} \frac{dj_g}{dz} \quad (41)$$

و در نهایت شار جمعی فاز بخار بفرم زیر خواهد بود:

$$\frac{dj_g}{dz} = \frac{h \xi_g \Delta T}{\rho_g A_{tot} h_{fg}} \quad (42)$$

معادله افت فشار در لوله نیز از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\frac{dp}{dz} = - \left(\frac{4\tau}{d_h} \right) - \rho_g j_g \frac{d}{dz} \left(\frac{j}{\alpha} \right) \quad (43)$$

$$h_t(z) = \frac{1}{A_1 + A_f} (h_c A_1 + h_f A_f) \quad (56)$$

و در نهایت با انتگرال گیری از مقادیر متوسط هر مقطع بر طول مورد نظر از لوله مقدار ضریب انتقال حرارت متوسط کل لوله محاسبه می گردد:

$$\bar{h}(z) = \frac{1}{l} \int_0^l h_t(z) dz \quad (57)$$

بر اساس روابط فوق و با استفاده از روش اختلاف محدود^۵، برنامه کامپیوتری برای حل معادلات مربوطه نوشته شده و در حالات مختلف نسبت قطر افقی به عمودی و ارتفاعات مختلف پره اجرا گردید که برخی از نمودارهای حاصل در ذیل آورده شده است.

نتایج و بحث

در این مقاله سعی شده نمودارهای مربوط به حل در حالات مختلف، به گونه ای آورده شود که مقایسه بین حالات مختلف و تاثیر هر پارامتر در نتایج امکان پذیر باشد. لذا در این قسمت به بررسی تاثیرات عوامل مختلف بصورت مجزا می پردازیم. هر یک از نمودارهای مربوط به حالت دایره ای با نمودارهای مراجع حل دایره بخصوص مرجع [۱] مقایسه گردیده و تطابق خوبی مشاهده گردیده است ولی در اینجا برای اختصار تنها دو نمودار از دیگر مراجع ارائه گردیده است.

تاثیر هندسه بیضوی و نسبت قطر افقی به عمودی

با تغییر سطح مقطع از دایره به بیضی، دو حالت برای بیضی در نظر می گیریم. بیضی افقی را شامل بیضی های دارای نسبت قطر افقی به عمودی بیش از یک، و بیضی عمودی شامل بیضی های دارای نسبت قطر افقی به عمودی کمتر از یک در نظر می گیریم. عامل مهمی که با این تغییر هندسه، تغییر می یابد مولفه نیروی ثقل در راستای x (جهت مماسی) است که باعث حرکت لایه چگالنده تشکیل شده بر دیواره بسمت پایین و در نتیجه

محاسبه ضریب انتقال حرارت

نرخ انتقال حرارت در واحد سطح که از طریق هدایت از میان لایه چگالنده صورت می پذیرد میتواند بصورت زیر نوشته شود:

$$\dot{q}_c''(\theta, z) = k [T_s(z) - T_w] / \delta(\theta, z) \quad (50)$$

ضریب انتقال حرارت محلی برای لایه چگالنده دیواره میتواند از فرمول زیر بدست آید:

$$h_c(\theta, z) = k / \delta(\theta, z) \quad 0 \leq \theta \leq \theta_m \quad (51)$$

حال با انتگرال گیری از مقدار محلی ضریب انتقال حرارت می توان مقدار متوسط آنرا برای دیواره در هر مقطع محاسبه نمود:

$$\begin{aligned} h_c(z) &= \frac{1}{\theta_m} \int_0^{\theta_m} h_c(\theta, z) d\theta \\ &= \frac{k}{\theta_m} \int_0^{\theta_m} [1/\delta(\theta, z)] d\theta \end{aligned} \quad (52)$$

نرخ انتقال حرارت در واحد سطح برای پره ها نیز مشابه بالا بصورت زیر نوشته شود:

$$\dot{q}_f''(x, z) = k [T_s(z) - T_w] / \delta_f(x, z) \quad (53)$$

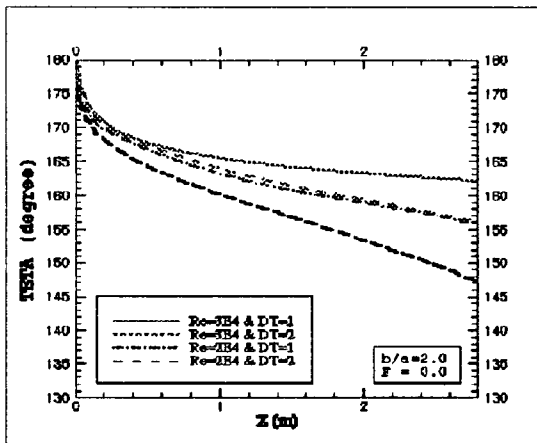
ضریب انتقال حرارت محلی برای لایه چگالنده از فرمول زیر بدست می آید:

$$h_f(x, z) = k / \delta_f(x, z) \quad 0 \leq x \leq L_f \quad (54)$$

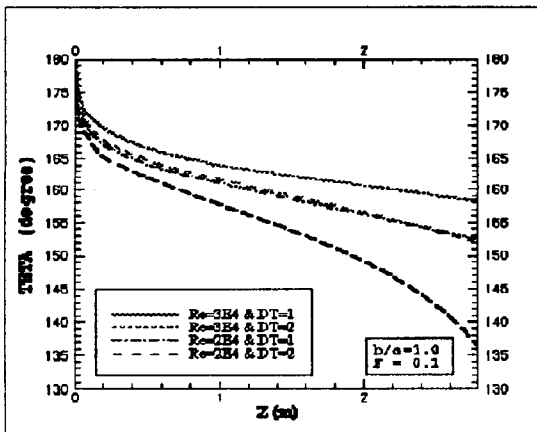
حال با انتگرال گیری از مقدار محلی ضریب انتقال حرارت می توان مقدار متوسط آنرا برای پره در هر مقطع محاسبه نمود:

$$\begin{aligned} h_c(z) &= \frac{1}{l} \int_0^l h_f(x, z) dx \\ &= \frac{k}{l} \int_0^l [1/\delta_f(x, z)] dx \end{aligned} \quad (55)$$

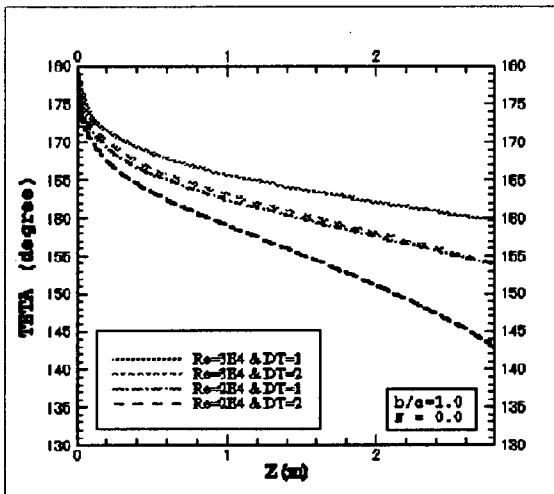
برای یافتن ضریب انتقال حرارت متوسط کلی برای یک مقطع لوله نیز از فرمول زیر استفاده می شود:



شکل ۳: زاویه آزاد برحسب طول لوله برای حالت دایره ای بدون پره.



شکل ۴: زاویه آزاد برحسب طول لوله برای حالت دایره ای با پره.

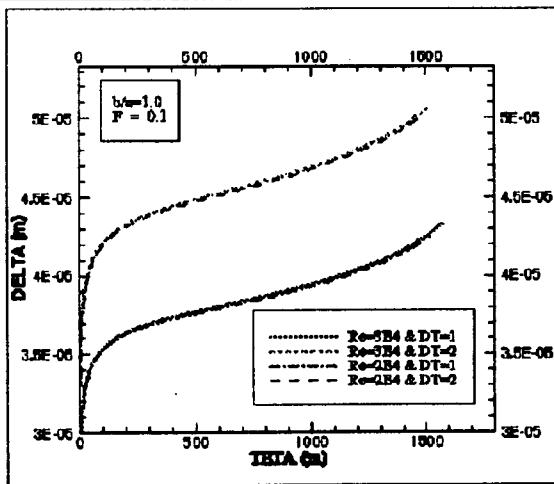


شکل ۵: زاویه آزاد برحسب طول لوله برای حالت بیضوی بدون پره.

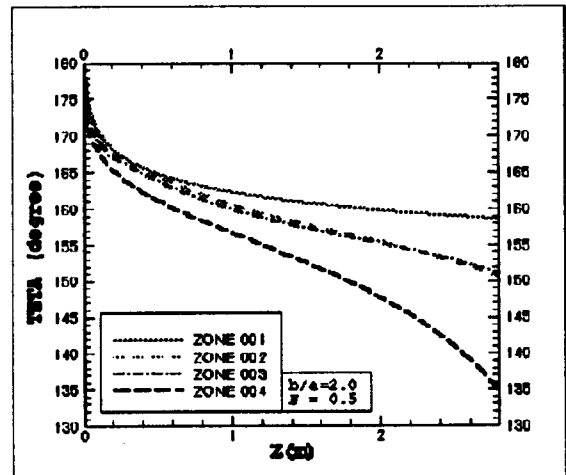
نازکتر شدن لایه چگالنده و افزایش انتقال حرارت می‌گردد. در بیضی عمودی مقدار این مولفه بیش از دایره و هردو بیش از بیضی افقی می‌باشد. بنابراین چنین انتظار می‌رود که میزان انتقال حرارت نیز به همین ترتیب تغییر نماید. شکل (۲۴) نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت کل لوله برای بیضی‌های مختلف بر حسب نسبت قطر افقی به عمودی آن ترسیم شده است. هرکدام از نقاطی که با مربع نشان داده شده است مربوط به یکبار حل مسئله در حالت مورد نظر می‌باشد. همانگونه که ملاحظه می‌گردد روند تغییرات دقیقاً با پیش‌بینی حاصل از تحلیل مطابقت می‌نماید. در شکل (۱۵) نیز درصد تغییرات ضریب انتقال حرارت بر حسب مقادیر مختلف b/a ترسیم شده است که مطالب فوق را دقیقاً تأیید می‌نماید. در شکل‌های (۱۱) تا (۱۴) نیز نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت برای چهار مقدار b/a ترسیم شده که همان نتایج را تأیید می‌نماید.

از سوی دیگر بیضی افقی نسبت به بیضی عمودی سطح کف لوله پهنتر شده و بنابراین چنین پیش‌بینی می‌شود که مایع انباشته در کف لوله زاویه آزاد بیشتری را اشغال می‌نماید. مقایسه نمودارهای ارائه شده در شکل‌های (۳) و (۵) مطابقت پیش‌بینی با نتایج را بخوبی نشان می‌دهد. ولی همانگونه که ذکر شد مقدار بیشتر زاویه آزاد ناشی از هندسه بوده و ضریب انتقال حرارت کمتر از حالت دایره‌ای و هردو کمتر از بیضی عمودی می‌باشند. بنابراین انتظار می‌رود که تغییرات میزان انتقال حرارت تقطیر و در نتیجه دبی مایع انباشته در کف لوله نیز به همین ترتیب باشد. مشاهده شکل (۱۶) که نمودار درصد تغییرات حجم مایع مقطر در کف لوله را برای حالات دایره و بیضی با مقادیر مختلف b/a را نمایش می‌دهد بخوبی پیش‌بینی فوق را تأیید می‌نماید.

مقایسه نمودارهای ارائه شده در شکل‌های (۷) با (۹) و نیز (۸) با (۱۰) که نمایشگر تغییرات ضخامت لایه مایع بر دیواره به ترتیب برای حالات دایره و بیضی افقی بدون پره و دایره و بیضی افقی با پره می‌باشند نیز نشان می‌دهد که در بیضی افقی بعلاوه مقدار کمتر مؤلفه ثقل در جهت حرکت مایع بر دیواره، ضخامت لایه مایع بیشتر از حالت دایره‌ای می‌باشد.



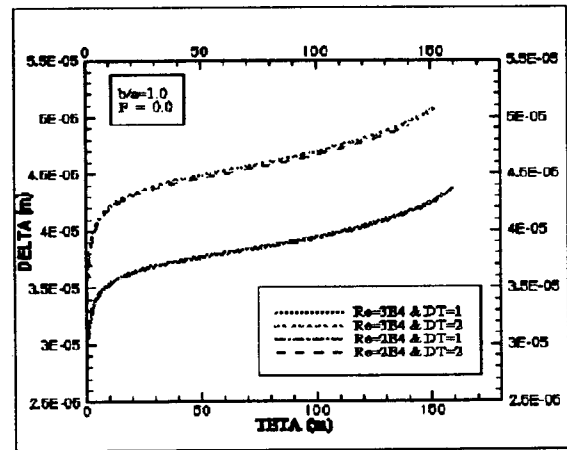
شکل ۸: ضخامت لایه کندانه دیواره برحسب طول لوله برای حالت دایره ای با پره.



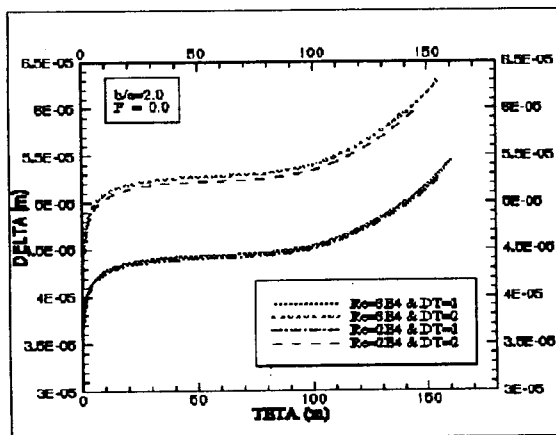
شکل ۶: زاویه آزاد برحسب طول لوله برای حالت بیضوی با پره.

تاثیر وجود و افزایش ارتفاع پره :

با اضافه شدن پره حرارتی به لوله بعلت افزایش سطح انتقال حرارت، انتظار می‌رود که میزان مایع تقطیر شده افزایش و در نتیجه زاویه آزاد لوله کاهش یابد. از مقایسه نمودارهای ارائه شده در شکل‌های (۳) و (۴)، که مربوط به تغییرات زاویه آزاد در طول لوله برای لوله دایره‌ای پرده‌دار و بدون پره می‌باشد، و همچنین مقایسه بین نمودارهای شکل‌های (۵) و (۶) که مربوط به تغییرات زاویه آزاد در طول لوله برای لوله بیضوی پرده‌دار و بدون پره می‌باشد نیز نتیجه‌ای کاملاً مطابق با پیش‌بینی فوق بدست می‌آید.

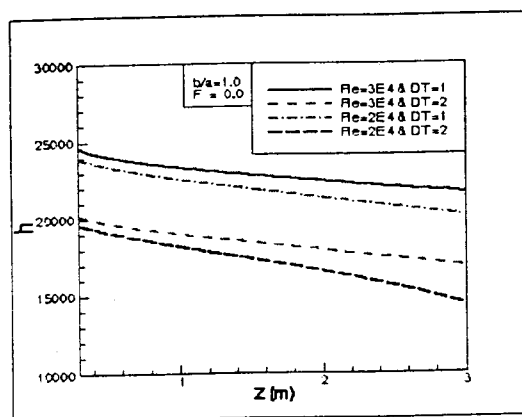


شکل ۷: ضخامت لایه کندانه دیواره برحسب زاویه لوله برای حالت دایره ای بدون پره.



شکل ۹: ضخامت لایه کندانه دیواره برحسب زاویه لوله برای حالت بیضوی بدون پره.

همچنین با مقایسه نمودار مربوط به تغییرات ضریب انتقال حرارت کل لوله برحسب نسبت نیم‌قطر افقی به نیم‌قطر عمودی که مربوط به مسئله تقطیر بر دیواره خارجی لوله بیضوی [۲] که در اینجا تحت عنوان شکل (۲۶) آورده شده‌است با شکل (۲۰) و توجه به روند تغییرات بازای تغییر این نسبت و حالات بیضی افقی و عمودی مشاهده می‌گردد که روند افزایش ضریب انتقال حرارت از بیضی افقی بسمت بیضی عمودی در هر دو حالت تقطیر درون و بیرون لوله بیضوی مشابه می‌باشد که حاصل از هندسه مسئله می‌باشد.



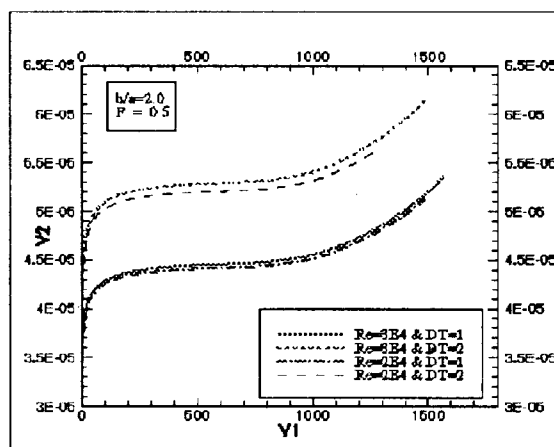
شکل ۱۲: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت برحسب طول لوله برای مقادیر مختلف رینولدز و ΔT برای حالت دایره بدون پره.

تأثیر تغییر عدد رینولدز ورودی

با افزایش سرعت سیال ورودی، بعلت افزایش اغتشاش در جریان بخار، انتظار می‌رود که ضریب انتقال حرارت تقطیر افزایش یابد ولی این سرعت بالا موجب افزایش تنش برشی میان فازی که عامل رانش مایع در جهت طول لوله می‌باشد، گردیده و موجب کاهش ارتفاع مایع انباشته در کف و افزایش زاویه آزاد لوله می‌گردد. مشاهده شکلهای (۳) تا (۱۴) که هر کدام برای دو مقدار عدد رینولدز متفاوت ترسیم شده‌است نیز پیش‌بینی فوق را بخوبی تأیید می‌نماید. علاوه بر این از مقایسه شکلهای (۷) با (۹) و نیز (۸) با (۱۰) مشاهده می‌شود که در حالت بیضی افقی که ضخامت لایه مایع بر دیواره بیشتر است تغییر عدد رینولدز بخاطر تنش برشی باعث تغییر بیشتر در ضخامت لایه مایع می‌گردد. همچنین جهت مقایسه نمودار مربوط به تغییرات زاویه آزاد در طول لوله برای حل دایره‌ای [۱] Chen [۲۵] تحت عنوان شکل (۲۵) آورده شده‌است که مقایسه این نمودار با نمودار شکل (۳) و نیز روند تغییرات بازای تغییر عدد رینولدز صحت نتایج را تأیید می‌نماید.

تأثیر تغییر اختلاف دمای دیواره لوله و سیال

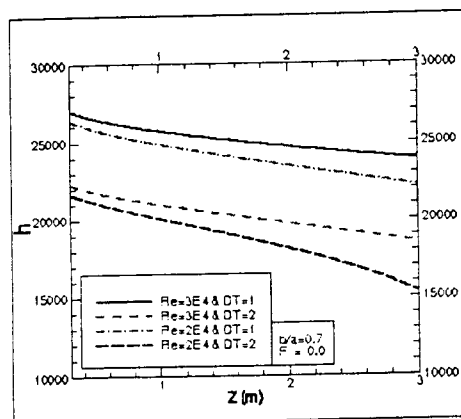
با افزایش اختلاف دمای دیواره لوله و سیال، میزان



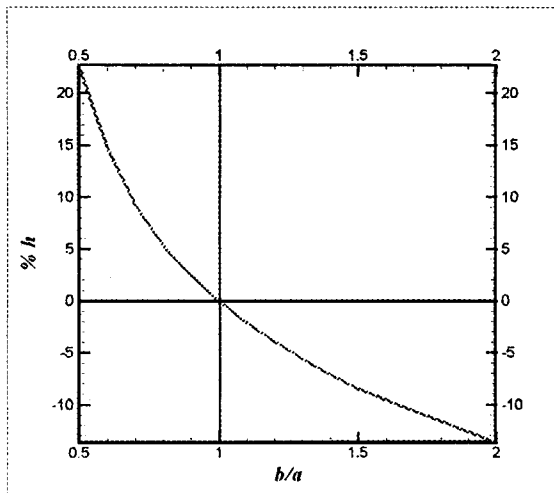
شکل ۱۰: ضخامت لایه کندانسه دیواره برحسب طول لوله برای حالت بیضوی با پره.

همانگونه که اشاره شد با اضافه نمودن پره به لوله دایره‌ای و بیضوی، انتظار می‌رود حجم مایع انباشته در کف افزایش یابد. مشاهده شکلهای (۱۷) و (۱۸) که نمایشگر درصد تغییرات حجم مایع مقطر انباشته در کف لوله برای مقادیر مختلف ارتفاع نسبی پره در دو حالت دایره و بیضی عمودی می‌باشد نیز این پیش‌بینی را تأیید می‌نماید.

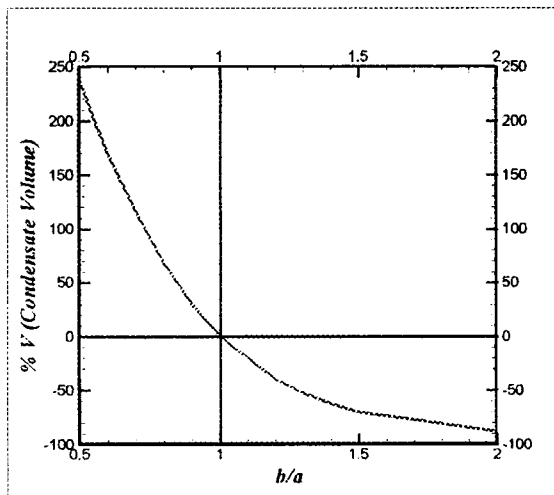
در نمودار (۱۹) تغییرات زاویه آزاد در طول لوله برای لوله بیضوی با چند ارتفاع مختلف پره ترسیم شده که از مقایسه آنها بخوبی کاهش زاویه آزاد ناشی از افزایش تقطیر بازای افزایش ارتفاع پره مشاهده می‌گردد.



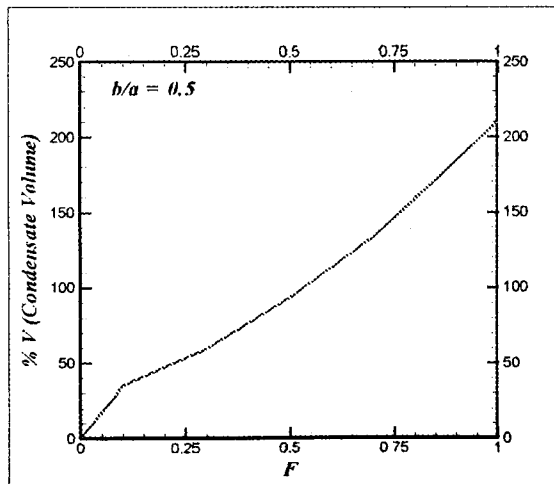
شکل ۱۱: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت برحسب طول لوله برای مقادیر مختلف رینولدز و ΔT برای حالت بیضی عمودی بدون پره.



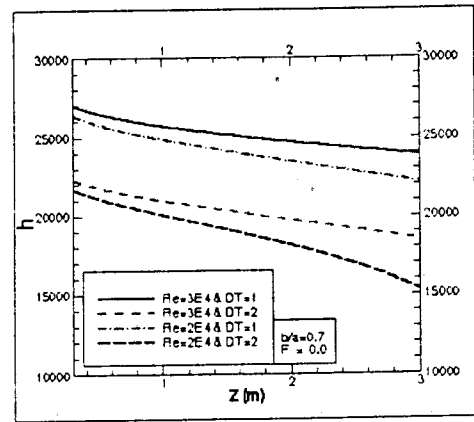
شکل ۱۵: نمودار درصد تغییرات ضریب انتقال حرارت برحسب مقادیر مختلف نسبت اقطار بیضی.



شکل ۱۶: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت برحسب مقادیر مختلف نسبت اقطار بیضی.

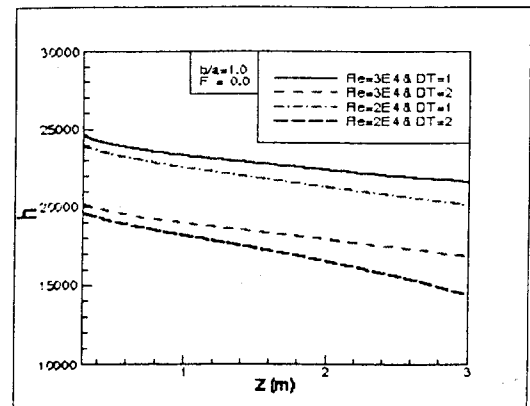


شکل ۱۷: نمودار درصد تغییرات حجم مایع انباشته در کف برحسب طول پره برای حالت بیضی عمودی بدون پره.

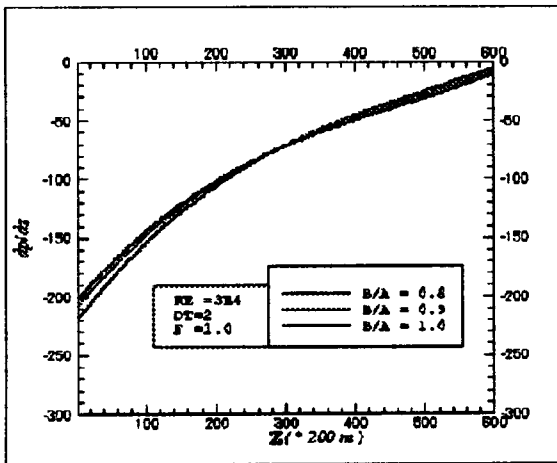


شکل ۱۳: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت برحسب طول لوله برای مقادیر مختلف رینولدز و ΔT برای حالت بیضی افقی بدون پره.

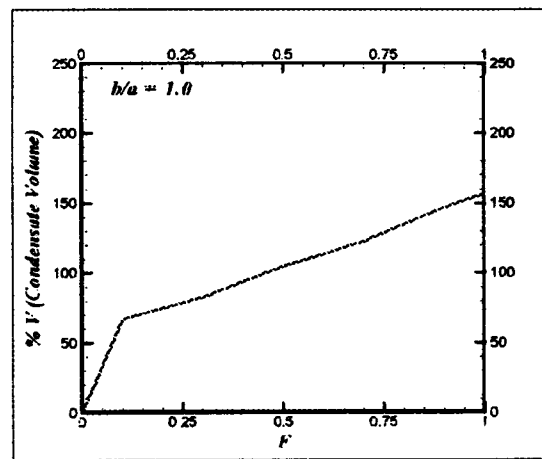
انتقال حرارت تقطیر افزایش می‌یابد و بنابراین انتظار می‌رود که ضخامت لایه چگالنده دیواره افزایش و در نتیجه زاویه آزاد لوله کاهش یابد. مشاهده نمودارهای (۳) تا (۱۴) که هر کدام برای دو مقدار اختلاف دمای متفاوت ترسیم شده‌است نیز پیش‌بینی فوق را بخوبی تأیید می‌نماید. همچنین با توجه به شکل (۲۵) نمودار مربوط به تغییرات زاویه آزاد در طول لوله برای حل دایره‌ای مسئله [۱] Chen و مقایسه این نمودار با نمودار شکل (۳) و نیز روند تغییرات بازای تغییر اختلاف دما مطابقت خوبی مشاهده می‌گردد.



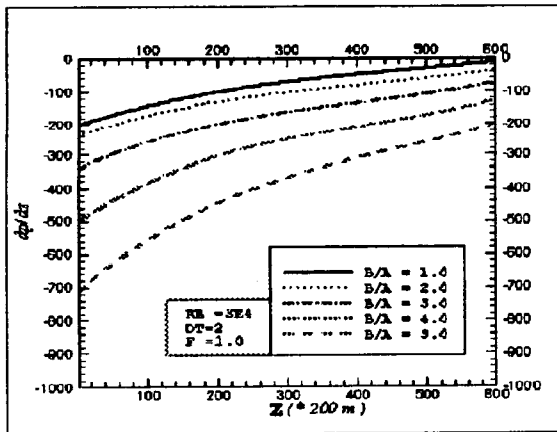
شکل ۱۴: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت برحسب طول لوله برای مقادیر مختلف رینولدز و ΔT برای حالت دایره بدون پره.



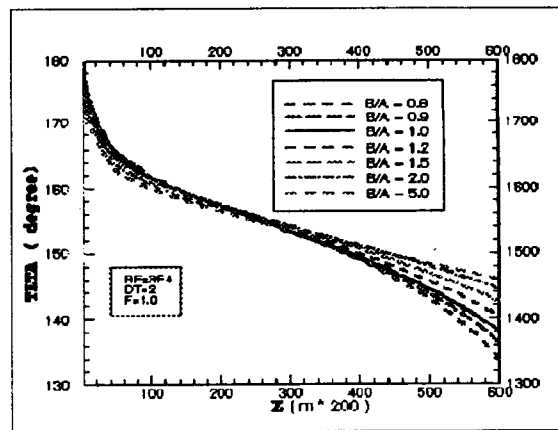
شکل ۲۱: افت فشار برحسب طول لوله برای حالات بیضی عمودی با پره.



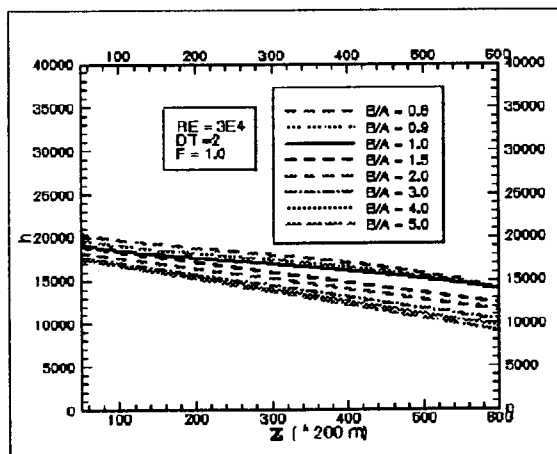
شکل ۱۸: نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت ΔT برای حالت دایره ای بدون پره.



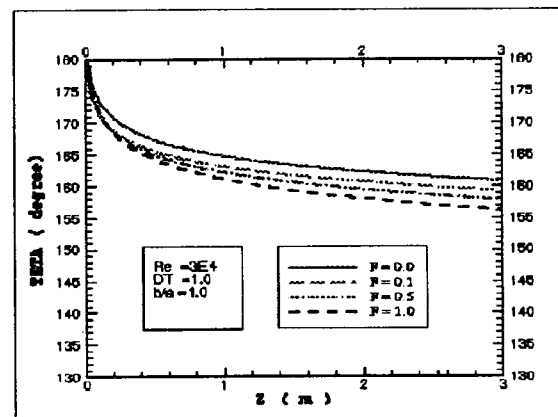
شکل ۲۲: افت فشار برحسب طول لوله برای حالات بیضی افقی با پره.



شکل ۱۹: زاویه آزاد برحسب طول لوله برای حالات مختلف بیضی با پره.



شکل ۲۳: ضریب انتقال حرارت برحسب طول لوله برای حالات بیضی با پره.



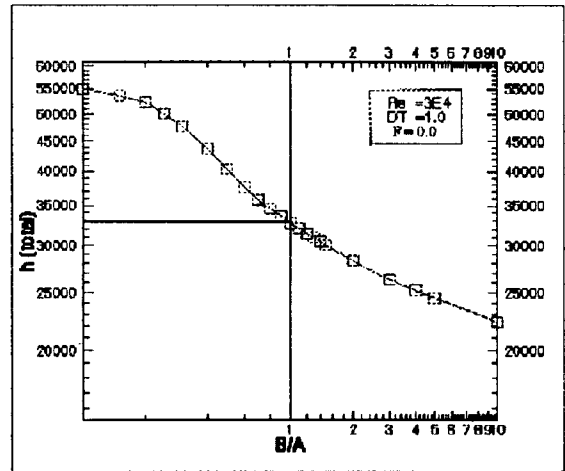
شکل ۲۰: زاویه آزاد برحسب طول لوله برای حالات مختلف بیضی با پره.

فهرست علائم

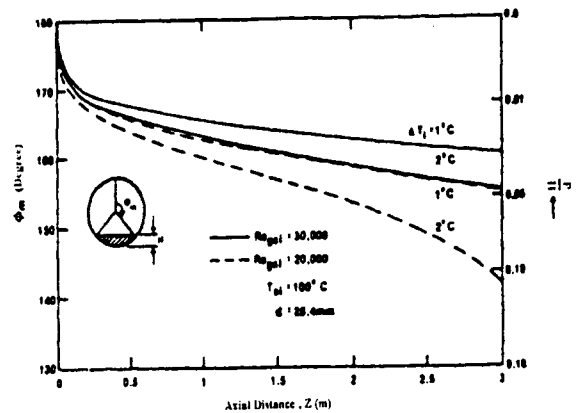
- a : نیمقطر عمودی بیضی
- b : نیمقطر افقی بیضی
- c : نسبت b/a
- d_h : قطر هیدرولیکی
- f_i : ضریب اصطکاک
- g : شتاب ثقل
- g_x : مؤلفه ثقل در جهت x
- h : ضریب انتقال حرارت
- h_c : ضریب انتقال حرارت دیواره
- h_{fg} : ضریب انتقال حرارت تقطیر
- \dot{V}_f : شار حجمی فاز مایع
- \dot{V}_g : شار حجمی فاز بخار
- k : ضریب هدایت حرارتی
- L : طول لوله
- \dot{m}_{fg} : نرخ تقطیر میان فازی
- p : فشار
- \dot{q}'' : نرخ انتقال حرارت بر واحد سطح
- r : شعاع قطبی
- T_s : دمای اشباع
- T_w : دمای دیواره لوله
- u : مؤلفه سرعت در جهت x
- v : مؤلفه سرعت در جهت y
- w : مؤلفه سرعت در جهت z
- x : جهت مماسی دیواره
- y : جهت عمود بر دیواره
- X1 : جهت افقی
- Y1 : جهت قائم
- z : جهت طول لوله

حروف یونانی

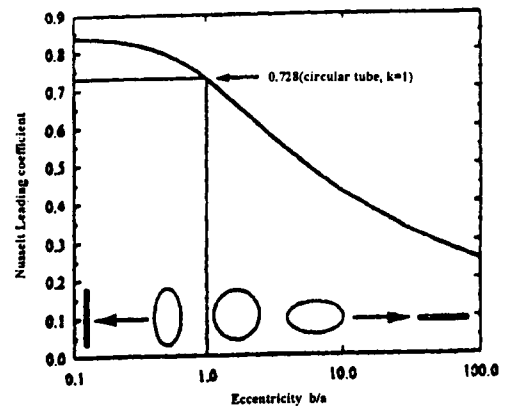
- α : نسبت A_g / A_{tot}
- β' : ضریب در رابطه (۳۳)
- δ : ضخامت لایه کندانه دیواره
- ϕ : زاویه مجازی
- η : نسبت مشتقات مرتبه دوم سرعت



شکل ۲۴ : ضریب انتقال حرارت طول برای حالات مختلف بیضی بدون پره.



شکل ۲۵ : تغییرات زاویه آزاد برحسب طول لوله برای حالات دایره ای بدون پره مربوط به مرجع [۱].



شکل ۲۶ : ضریب انتقال حرارت طول لوله برای حالات مختلف تقطیر بیرون بیضی بدون پره مربوط به مرجع [۲].

ρ_g : دانسیته بخار	λ : ضریب در معادله (۴)
$\Delta\rho$: اختلاف دانسیته	μ : لزجت دینامیکی
τ : تنش برشی میان فازی	θ : زاویه حقیقی
ξ : محیط تر شده توسط بخار	ρ : دانسیته مایع

مراجع

- 1 - Chen, I. Y. and Kocamustafaogullari, G. (1987). "Condensation heat transfer studies for stratified cocurrent two phase flow in horizontal tubes." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, PP. 1133-1148.
- 2 - Memory, S. B., Adams, V. H. and Marto, P. J. (1997). "Free and forced convection laminar film condensation on horizontal elliptical tubes." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, PP. 3395-3406.
- 3 - Georg Peter Fieg, Wilfred Roetzel, (1994). "Calculation of laminar film condensation in/on inclined elliptical tubes." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, PP. 619-624.
- 4 - Chen, I. Y. (1984). *Heat transfer analysis of falling film horizontal tube evaporator*. Doctoral Thesis, University of Wisconsin-Milwaukee, Milwaukee, Wisconsin.
- 5 - Sparrow, E. M. and Gregg, J. L. (1959). "A boundary layer treatment of laminar film condensation." *J. Heat Transfer*, Vol. 81, PP. 13-18.
- 6 - Buffham, B. A. (1968). "Laminar flow in open circular channels and symmetrical lenticular tube." *Trans. Instn. Chem. Engrs.*, Vol. 46, PP. 152-157.
- 7 - Moalem, D. and Sideman, S. (1982). "Condensation inside near horizontal tubes in current and counter-current flow." *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, PP. 1439-1444.
- 8 - Jensen, R. H. (1972). *Stratified two-phase flow in horizontal pipelines*. M.S.Thesis, University of Delaware, Newark.
- 9 - Russell, T. W. F., Etchelles, A. W., Jensen, R. H. and Arruda, P. J. (1974). "Pressure drop and hold-up in stratified gas-liquid flow." *A.I.Ch.E.Jl*, Vol. 20, PP. 664-669.

واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- 1 - Interfacial Shear Stress
- 2 - Interfacial Vapor Shear
- 3 - Thin Film Approximation
- 4 - Superficial Velocity for Liquid
- 5 - Finite Difference Method