





دانشکده مهندسی مکانیک

گروه تبدیل انرژی

شبیه سازی عددی لوله حرارتی نوسانی

دانشجو : علی شریعتی

اساتید راهنما :

دکتر محمد محسن شاه مردان

دکتر علی عباس نژاد

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ۱۳۹۳

دانشگاه شاهرود



مدیریت تحصیلات تکمیلی
فرم شماره (۶)

باسمه تعالی

شماره: ۲۵، ۲۹۳، ۲
تاریخ: ۲۰، ۱۲، ۹۳
ویرایش:

فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای علی شریعتی به شماره دانشجویی ۹۰۰۳۶۵۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان شبیه سازی عددی لوله حرارتی نوسانی که در تاریخ ۱۳۹۳/۱۱/۲۷ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه : خوب - امتیاز ۱۶،۷۶) دفاع مجدد مردود

۲- بسیار خوب (۱۸ - ۱۸/۹۹)

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۴- قابل قبول (۱۵/۹۹ - ۱۴)

۳- خوب (۱۷/۹۹ - ۱۶)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما	دکتر علی عباس نژاد	استادیار	
	دکتر محمد محسن شاه مردان	دانشیار	
۲- استاد مشاور			
۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	مهندس احمد مددی	مربی	
۵- استاد ممتحن	دکتر پوریا اکبر زاده	استادیار	
۵- استاد ممتحن	دکتر علی جباری مقدم	استادیار	

رئیس دانشکده :
امضاء

تشکر و قدردانی:

در اینجا لازم می دانم از زحمات بی دریغ اساتید ارجمند جناب آقای دکتر محمد محسن شاهمردان و

آقای دکتر علی عباس نژاد صمیمانه تشکر و قدر دانی نمایم.

دانشجو تایید می نماید که مطالب مندرج در این پایان نامه نتیجه تحقیقات خودش می باشد و در صورت استفاده از نتایج دیگران مرجع آن را ذکر نموده است.

کلیه حقوق مادی و معنوی از نتایج مطالعات، آزمایشات و نوآوری ناشی از تحقیق موضوع این پایان نامه متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود است.

تعهد نامه

اینجانب علی شریعتی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته تبدیل انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه شبیه سازی عددی لوله حرارتی نوسانی تحت راهنمایی دکتر محمد محسن شاهمردان و دکتر علی عباس نژاد متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (با یافتههای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

* متن این صفحه نیز باید در ابتدای نسخه های تکثیر شده پایان نامه وجود داشته باشد .

چکیده

با افزایش روز افزون هزینه‌های تأمین انرژی، استفاده بهینه از آن، جلوگیری از هدررفت آن از طرق مختلف از جمله تعویض سیستم‌های قدیمی با تکنولوژی‌های جدیدتر، برطرف نمودن عیوب تجهیزات، افزایش راندمان تجهیزات با ایجاد تغییرات ساختاری و یا استفاده از تکنولوژی‌های نوین در آن‌ها، اهمیت فوق العاده‌ای یافته است. امروزه مبدل‌های گرمایی، نقش انکارناپذیری در بازیافت انواع حامل‌های انرژی خاصه از نوع حرارتی ایفا نموده اند.

لوله‌های حرارتی نوسانی یکی از این مبدل‌هاست که برای بازیافت حرارت مورد استفاده قرار می‌گیرد. ساختمان این مبدل‌ها متشکل از تعدادی لوله باریک با پیچ و خم‌های زیاد که اوپراتور و کندانسور در این خم‌ها قرار گرفته‌اند. در ساختمان آن‌ها هیچ فیتیله‌ای قرار نگرفته است. ساختار ساده و ارزان قیمت، واکنش حرارتی سریع و توانایی انتقال حرارت بالا، سرو صدای کم به دلیل عدم استفاده از هیچ نوع نیروی محرکه، لوله حرارتی را در مقایسه با لوله‌های حرارتی معمول بسیار جذابتر ساخته است.

در این پروژه، انتقال حرارت در یک نوع لوله حرارتی نوسانی بسته با استفاده از نرم افزار انسیس-فلوئنت مدل شده است و نتایج آن با یک نمونه بازیافت حرارت توسط یک نمونه لوله حرارتی نوسانی که طراحی و ساخته شده، مقایسه شده است.

نتایج بدست آمده نشان داد که افزایش دبی هوای کندانسور باعث کاهش اختلاف دمای دو مجرا، افزایش انتقال حرارت در کندانسور و اوپراتور و همچنین افزایش راندمان سیستم می‌شود.

کلمات کلیدی: مبدل حرارتی، لوله حرارتی، لوله حرارتی نوسانی، شبیه‌سازی جریان حرارت

فهرست علائم و نشانه ها:

سطح کل انتقال حرارت (m^2)	A
ضریب حرارتی در فشار ثابت ($\frac{J}{Kg.K}$)	C_p
ضریب انتقال حرارت ($\frac{W}{m^2.K}$)	h
گرمای نهان تبخیر ($\frac{W}{Kg}$)	h_{fg}
ضریب هدایت حرارتی ($\frac{W}{m.K}$)	K
طول (m)	L
طول (m)	l
دبی جرمی ($\frac{kg}{s}$)	\dot{m}
فشار (pa)	P
شار حرارتی (W)	q
مقاومت گرمایی ($\frac{m^2.K}{W}$)	R
دما ($^{\circ}C$)	T
ضریب انتقال حرارت کلی ($\frac{W}{m^2.K}$)	U

حروف یونانی:

اختلاف	Δ
ویسکوزیته ($\frac{kg}{m.s}$)	μ
چگالی ($\frac{kg}{m^3}$)	ρ

زیر نویس:

میانگین	<i>av</i>
واقعی	<i>act</i>
کندانسور (چگالنده یا کانل هوای سرد)	<i>C</i>
اوپراتور (تبخیر کننده یا کانل دود گرم)	<i>e</i>
ورودی	<i>i</i>
ورودی	<i>in</i>
مینیمم (حداقل)	<i>min</i>
ماکزیمم (حداکثر)	<i>max</i>
خروجی	<i>o</i>
خروجی	<i>out</i>

فهرست مطالب

- ۱- فصل یکم: مقدمه و پیش زمینه..... ۱
- ۱-۱ مقدمه..... ۲
- ۲-۱ تقسیم بندی مبذل های لوله‌ای..... ۲
- ۲-۱-۱ تاریخچه ۳
- ۳-۱ تئوری لوله‌های حرارتی نوسانی..... ۱۰
- ۱-۳-۱ معرفی مبذل ۱۲
- ۲-۳-۱ نحوه عملکرد مبذل حرارتی لوله نوسانی..... ۱۳
- ۳-۳-۱ نمونه های مبذل..... ۱۴
- ۴-۱ معرفی مبذل ساخته شده..... ۱۶
- ۱-۴-۱ مشخصات کلی مبذل..... ۱۶
- ۲-۴-۱ شرایط مسئله..... ۱۷
- ۳-۴-۱ نحوه شبیه سازی..... ۱۸
- ۵-۱ نرم افزار انسیس- فلونت..... ۱۹
- ۶-۱ انگیزه و ضرورت انجام پروژه..... ۲۰
- ۲- فصل دوم: تحلیل و تئوری لوله‌های نوسانی..... ۲۱
- ۱-۲ تحلیل و تئوری لوله‌های نوسانی- مقدمه..... ۲۲
- ۲-۲ بررسی شرایط مسئله..... ۲۲
- ۳-۲ معادلات فشار در لوله‌های حرارتی..... ۲۶
- ۱-۳-۲ قطره سیال..... ۲۶

- ۲۷..... ۲-۳-۲ حباب بخار.....
- ۲۸..... ۴-۲ معادلات انتقال حرارت در لوله‌های نوسانی.....
- ۲۹..... ۱-۴-۲ انتقال حرارت در قسمت تبخیر.....
- ۳۲..... ۲-۴-۲ انتقال حرارت در قسمت میعان.....
- ۳۳..... ۳-۴-۲ انتقال حرارت در قسمت حرارت محسوس.....
- ۳۴..... ۴-۴-۲ جمع بندی نحوه توزیع انتقال حرارت، فشار و سرعت.....
- ۳۴..... ۵-۲ شبیه سازی و حل عددی یک نمونه در نرم افزار متلب.....
- ۴۱..... ۳- فصل سوم: تحلیل تئوری- انتقال حرارت تشعشی.....
- ۴۲..... ۱-۳ تحلیل تئوری لوله‌های حرارتی نوسانی- انتقال حرارت تشعشی.....
- ۴۲..... ۲-۳ بررسی انتقال حرارت تشعشی.....
- ۴۳..... ۱-۲-۳ تعاریف اولیه انتقال حرارت تشعشی.....
- ۴۵..... ۲-۲-۳ شرایط انتقال حرارت تشعشی در لوله‌های نوسانی.....
- ۴۷..... ۳-۲-۳ تعیین پارامترهای انتقال حرارت تشعشی.....
- ۴۸..... ۳-۳ مدل سازی و ارایه نتایج.....
- ۵۱..... ۴ فصل چهارم: شبیه سازی لوله های حرارتی نوسانی.....
- ۵۲..... ۱-۴ شبیه سازی لوله‌های حرارتی نوسانی.....
- ۵۲..... ۲-۴ بررسی مدل اولیه.....
- ۵۴..... ۳-۴ انتقال به نرم افزار فلونت.....
- ۵۴..... ۱-۳-۴ مش بندی.....
- ۵۷..... ۲-۳-۴ پیاده سازی مش بندی.....

۶۰ ۳-۳-۴ تحلیل در فلوئنت
۶۱ ۴-۳-۴ تعیین شرایط حل مسئله در فلوئنت
۶۵ ۴-۴ تعیین روش حل مسئله در نرم افزار
۶۶ ۵-۴ نتایج نرم افزار فلوئنت
۶۶ ۱-۵-۴ خروجی های دما
۷۰ ۲-۵-۴ خروجی های توزیع حباب اتانول
۷۱ ۳-۵-۴ خروجی های فشار
۷۲ ۴-۵-۴ خروجی های سرعت
۷۴ ۵ فصل پنجم: بررسی و مقایسه نتایج مدل ساخته شده و شبیه سازی
۷۵ ۱-۵ بررسی و مقایسه نتایج مدل ساخته شده و شبیه سازی
۷۵ ۱-۱-۵ خروجی های تحلیل دما
۷۸ ۲-۱-۵ خروجی های تحلیل انتقال حرارت
۸۰ ۳-۱-۵ خروجی های تحلیل عملکرد مبدل
۸۴ ۶ فصل ششم: جمع بندی و پیشنهادات
۸۵ ۱-۶ جمع بندی
۸۶ ۱۲-۶ آرایه نکات و پیشنهادات آتی

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ نمونه‌هایی از مبدل‌های گرمایی لوله نوسانی که آکاچی در سال ۱۹۹۰ طراحی نمود..... ۴
- شکل ۱-۲ مبدل طراحی شده توسط تیم آقای مازاوا..... ۵
- شکل ۱-۳ وسیله‌ای که آقای ریدریچ در آزمایش استفاده کرد..... ۷
- شکل ۱-۴ نمونه ای از مبدل حرارتی ساخته شده توسط مینا و همکاران [۳-۴]..... ۸
- شکل ۱-۵ نتایج بررسی‌های آقای جیان در بررسی تاثیر حضور آلومینیوم در مقاومت حرارتی با نسبت پرشوندگی پنجاه درصد [۱۳]..... ۹
- شکل ۱-۶ نمایی از یک مبدل لوله‌های پیچشی صنعتی..... ۱۰
- شکل ۱-۷ ساختار لوله‌های حرارتی..... ۱۱
- شکل ۱-۸ نحوه عملکرد مبدل حرارتی لوله نوسانی..... ۱۳
- شکل ۱-۹ نمونه ای از مبدل حرارتی ساخته شده و شماتیک آن که با المنت کار می‌کند. [۹]..... ۱۴
- شکل ۱-۱۰ حالات متفاوت مبدل حرارتی لوله نوسانی..... ۱۵
- شکل ۱-۱۱ نرخ انتقال حرارت مبدل حرارتی نوسانی لوله..... ۱۵
- شکل ۱-۱۲ مبدل حرارتی لوله نوسانی طراحی و ساخته شده جهت شبیه‌سازی..... ۱۶
- شکل ۱-۱۳ نقشه دیگری از مدل مبدل حرارتی لوله نوسانی [۹]..... ۱۸
- شکل ۱-۱۴ کانتورهای دما و جریان سیال مبدل پوسته و لوله..... ۱۹
- شکل ۲-۱ (a) نمایش لوله نوسانی (b) پارامترها مورد نظر در دو مرحله از نوسان در لوله..... ۲۴
- شکل ۲-۲ شرایط واقعی لوله نوسانی..... ۲۵
- شکل ۲-۳ شرایط واقعی لوله نوسانی قبل و بعد از عمل جریان حرارتی..... ۲۵
- شکل ۲-۴ حجم کنترل ا آمین قطره مایع..... ۲۶
- شکل ۲-۵ انواع انتقال حرارت در لوله نوسانی..... ۲۹

- شکل ۲-۶ شرایط انتقال حرارت در حباب بخار در لوله‌های نوسانی.....۳۰
- شکل ۲-۳ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع فشار در لوله نوسانی مطابق با مشخصات جدول ۲-۱.....۳۶
- شکل ۲-۴ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع فشار در لوله نوسانی در [۳۳].....۳۷
- شکل ۲-۹ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع دمای لوله نوسانی مطابق با مشخصات جدول ۲-۱.....۳۸
- شکل ۲-۵ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع دما در لوله نوسانی در [۳۳].....۳۸
- شکل ۲-۱۱ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع سرعت سیال در لوله نوسانی مطابق با مشخصات جدول ۱-۱.....۳۹
- شکل ۲-۱۲ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای بخش توزیع سرعت در لوله نوسانی در [۳۳].....۳۹
- شکل ۳-۱ نگارش پارامترهای مربوط به ضریب دید.....۴۵
- شکل ۳-۲ نحوه استقرار لوله‌ها در مبدل حرارتی نوسانی.....۴۸
- شکل ۳-۳ مقدار انتقال حرارت تشعشعی با توجه به عدد تشعشع برای یک لوله.....۴۹
- شکل ۳-۴ مقدار انتقال حرارت تشعشعی با توجه به عدد تشعشع برای کل مجموعه.....۵۰
- شکل ۴-۱ طراحی اولیه مبدل حرارتی نوسانی.....۵۳
- شکل ۴-۲ مبدل حرارتی نوسانی طراحی شده.....۵۴
- شکل ۴-۳ انواع مش‌بندی در حالت دو بعدی.....۵۵
- شکل ۴-۴ انواع مدل‌های مش‌بندی در حالت سه بعدی.....۵۶
- شکل ۴-۵ بررسی سایز مش در لوله‌ها.....۵۷
- شکل ۴-۶ شرایط مش‌بندی لوله‌ها.....۵۸
- شکل ۴-۷ نتیجه مش‌بندی کانال‌ها عبوری هوا.....۵۹
- شکل ۴-۸ قرار گرفتن مدل در نرم افزار فلوئنت.....۶۰
- شکل ۴-۹ لوله‌های نوسانی داخل مبدل حرارتی.....۶۱
- شکل ۴-۱۰ شرایط تعریف مسئله.....۶۲
- شکل ۴-۱۱ شرایط حل مسئله.....۶۳
- شکل ۴-۱۲ منوی تعیین شرایط مرزی برای لوله و کانال‌ها.....۶۵
- شکل ۴-۱۳ نتیجه شبیه‌سازی مبدل در نرم افزار فلوئنت پس از گذشت ده ثانیه.....۶۷
- شکل ۴-۱۴ نتیجه شبیه‌سازی مبدل در نرم افزار فلوئنت پس از گذشت بیست ثانیه.....۶۷

- شکل ۴-۱۵ نتیجه شبیه‌سازی مبدل در نرم افزارفلوئنت پس از گذشت سی ثانیه.....۶۸
- شکل ۴-۱۶ نتیجه شبیه‌سازی مبدل در نرم افزارفلوئنت پس از گذشت چهل ثانیه.....۶۸
- شکل ۴-۱۷ نتیجه شبیه‌سازی مبدل در نرم افزارفلوئنت پس از گذشت پنجاه ثانیه.....۶۹
- شکل ۴-۱۸ نتیجه شبیه‌سازی مبدل در نرم افزارفلوئنت پس از گذشت شصت ثانیه.....۶۹
- شکل ۴-۱۹ نتیجه شبیه‌سازی مبدل در نرم افزارفلوئنت پس از گذشت شصت ثانیه برای حضور حباب‌ها۷۰
- شکل ۴-۲۰ نتیجه شبیه‌سازی مبدل در نرم افزارفلوئنت پس از گذشت شصت ثانیه برای مقدار فشار استاتیک در مرکز یکی از لوله‌ها.....۷۱
- شکل ۴-۲۱ نتیجه شبیه‌سازی مبدل در نرم افزارفلوئنت پس از گذشت شصت ثانیه برای مدار سرعت در امتداد یکی از لوله‌ها.....۷۲
- شکل ۵-۱ اختلاف دمای کانال سرد و گرم در شبیه سازی و مدل ساخته شده در دمای ۱۳۰ درجه دود.....۷۶
- شکل ۵-۲ اختلاف دمای کانال سرد و گرم در شبیه سازی و مدل ساخته شده در دمای ۱۲۵ درجه دود.....۷۶
- شکل ۵-۳ اختلاف دمای کانال سرد و گرم در شبیه سازی و مدل ساخته شده در دمای ۱۲۰ درجه دود.....۷۷
- شکل ۵-۴ اختلاف دمای کانال سرد و گرم در شبیه سازی و مدل ساخته شده در دمای ۱۱۰ درجه دود.....۷۷
- شکل ۵-۵ شارحرارتی انتقال یافته درکانال گرم و سرد در شبیه سازی و مدل ساخته شده در دمای ۱۳۰ درجه دود.....۷۸
- شکل ۵-۱ شارحرارتی انتقال یافته درکانال گرم و سرد در شبیه سازی و مدل ساخته شده در دمای ۱۲۵ درجه دود.....۷۹
- شکل ۵-۷ شارحرارتی انتقال یافته درکانال گرم و سرد در شبیه سازی و مدل ساخته شده در دمای ۱۲۰ درجه دود.....۷۹
- شکل ۵-۸ شارحرارتی انتقال یافته درکانال گرم و سرد در شبیه سازی و مدل ساخته شده در دمای ۱۱۰ درجه دود.....۸۰
- شکل ۵-۹ بازده کلی در شبیه سازی و مدل ساخته برای دمای ۱۳۰ درجه دود.....۸۲
- شکل ۵-۱۰ بازده کلی در شبیه سازی و مدل ساخته برای دمای ۱۲۵ درجه دود.....۸۲
- شکل ۵-۱۱ بازده کلی در شبیه سازی و مدل ساخته برای دمای ۱۲۰ درجه دود.....۸۳
- شکل ۵-۱۲ بازده کلی در شبیه سازی و مدل ساخته برای دمای ۱۱۰ درجه دود.....۸۳

فهرست جداول

- جدول ۱-۲ جدول مربوط مقادیر اولیه به جهت شبیه‌سازی در نرم افزار متلب..... ۳۵
- جدول ۱-۴ شرایط مش‌بندی برای لوله‌ها..... ۵۸
- جدول ۲-۴ شرایط مش‌بندی کانال‌های عبوری هوای گرم و سرد..... ۵۹
- جدول ۳-۴ جدول مشخصات سیالات مورد استفاده در مبدل‌ها..... ۶۴

فصل اول

مقدمه و پیش زمینه

در این فصل به ضرورت انجام پروژه و در مورد سابقه و پیشینه طرح توضیحات ارائه گردیده است همچنین در مورد کارایی لوله‌های حرارتی نوسانی در مبدل‌های گرمایی، نحوه شبیه‌سازی در نرم افزار و چگونگی پیاده سازی مطالب مقدماتی آورده شده است و نهایتاً نحوه انجام پایان‌نامه، توضیح داده می‌شود.

۱-۲- تقسیم‌بندی مبدل‌های لوله‌ای

مبدل‌ها را می‌توان از روش‌های بسیار زیادی تقسیم‌بندی نمود، به عنوان مثال بر اساس مکانیزم انتقال حرارت و یا نوع تماس سیال گرم و سرد با یکدیگر می‌توان دسته بندی مبدل‌ها را ارائه نمود. یکی از متداول‌ترین دسته بندی‌ها بر اساس نوع جریان است که در ادامه می‌آید:

۱) جریان همسو^۱

دو سیال از یک طرف مبدل وارد شده و هر دو از طرف دیگر خارج می‌شوند.

۲) جریان ناهمسو^۲

هرکدام از سیال‌ها از جهات مخالف وارد و خارج می‌شوند (یکی از سیال‌ها از یک جهت و سیال دیگر از جهت دیگر وارد می‌شود) و دو سیال در صورت ناهمسو جریان دارد.

۳) جریان متقاطع^۳

یکی از سیال‌ها از یک جهت و سیال دیگر در جهت عمود بر آن جریان دارد. مشخص ترین نمونه آن رادیاتور ماشین می‌باشد که جریان آب از بالا به پایین در لوله‌ها و جریان هوا عمود بر آن می‌باشد. البته مبدل‌های حرارتی لوله نوسانی نیز جزیی از این دسته حساب می‌شوند.

¹co-current

² counter-cur cross-flow rent

³cross pass

۴) جریان چندگذر^۴

که در آنها جریان‌های دو سیال به صورت چندتایی در مبدل چیده شده‌اند. تقسیم‌بندی بر اساس خصوصیات سیال‌هایی که در مبدل‌ها جریان دارد نیز صورت می‌گیرد. تفاوت بین ضرایب انتقال حرارت گازها و مایعات در تعیین شکل مبدل نقش موثری دارد.

الف - مایع / مایع

در این نوع مبدل‌های حرارتی هر دو سیال مایع هستند و مکانیزم انتقال حرارت برای هر دو، انتقال حرارت اجباری است. انتقال حرارت در این مبدل‌ها به علت بالا بودن ضریب انتقال حرارت مایعات بالاست.

ب - گاز / مایع

معمولاً برای خنک نمودن سیال گرم توسط هوا استفاده می‌شود. جریان مایع با سرعت کافی داخل لوله پمپ می‌شود. مبدل حرارتی لوله‌های نوسانی در این دسته جای دارد.

ج - گاز / گاز

معمولاً کمتر اتفاق می‌افتد که در مبدل‌ها هر دو سیال گاز باشند مگر اینکه یکی از گازها در فشار بالا باشد. گاز فشار بالا که دانسیته آن بیشتر است در داخل لوله‌ها جریان می‌یابد.

۱-۲-۱- تاریخچه

پیش از نصب سیستم‌های بازیافت حرارت مطالعه امکان سنجی حرارتی و اقتصادی ضروری می‌باشد. به عنوان مثال در تحقیقی که سویلمز^۵ انجام داده است، تحلیل بهینه سازی حرارتی- اقتصادی HPHE^۶ مطرح گردیده است که به فرمول ریاضی ساده ای برای کاربردهای بازیافت انرژی منجر می‌شود. در تحقیق او روش

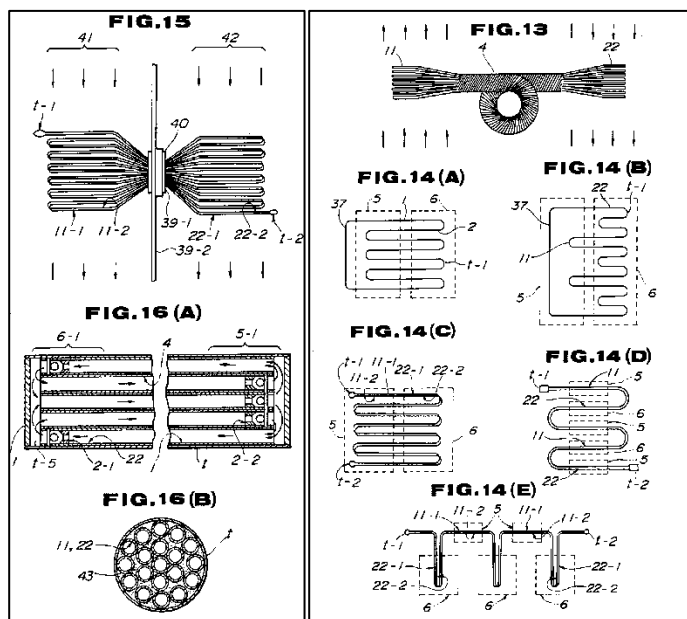
P1-P2 با روش NTU - ϵ برای تحلیل حرارتی اقتصادی HPHE استفاده شده است. [۱]

⁴ multi pass

⁵ Soylemez

⁶ Heat Pipe Heat Exchanger

اولین بهره برداری و استفاده از نقطه نظر مهندسی از لوله‌های نوسانی توسط آکاجی^۷ در سال ۱۹۹۰ انجام گرفت [۲]. او اولین نمونه‌ها از خانواده لوله‌های حرارتی نوین را در شکل ۲۴ مختلف ساخت. نمونه‌هایی از این ۲۴ مدل که در آمریکا به ثبت اختراع رسیده است را می‌توان در شکل ۱-۱ مشاهده نمود. این مجموعه لوله‌های حرارتی چرخه‌ای نامیده شدند. همه این ساختارهای پیشنهادی دارای یک مشخصه مشترک بودند و آن وجود یک شیر یکطرفه در مسیر لوله برای تحمیل یک جهت قراردادی بود. حداقل قطر داخلی لوله‌های بکار رفته در این مجموعه ۲ میلیمتر بود و قطرهای کمتر از ۲ میلیمتر قطر بحرانی نامیده شده بودند. در آن زمان ادعا شد که لوله‌های حرارتی جدید بر کمبودها و مشکلاتی که لوله‌های معمولی دارند فائق می‌آیند. برای مثال دیده شد که سیالات عاملی که برای استفاده در لوله‌های حرارتی معمولی مناسب نیستند در این لوله‌ها می‌توانند به کار گرفته شوند و دارای کارایی بالاتر یا لاقبل مشابه‌اند.



شکل ۱-۱ نمونه‌های از مبدل‌های گرمایی لوله نوسانی که آکاجی در سال ۱۹۹۰ طراحی نمود [۲].

⁷ Akachi

آکاجی [۲] همچنین از این نوع لوله گرمایی برای خنک سازی قطعات الکترونیکی استفاده کرده است و ترکیبات مختلفی را در ساخت لوله گرمایی مورد استفاده قرار داد، از جمله لوله‌های استیل با سیال عامل نیتروژن مایع لوله‌های مسی با سیال عامل آب، R-133 و R-142 و لوله آلومینیومی با سیال عامل متانول. او در تحقیقات خود مقاومت حرارتی سیستم‌های مختلف را مورد مقایسه قرار داده است.

در تحقیقی که توسط نانتافان^۸ و همکارانش [۳] انجام شده است پس از ساخت یک نمونه مبدل حرارتی لوله سیم دار که سیم‌ها از لوله حرارتی نوسانی بودند، آزمایش‌ها در حالتی که سیال داخل لوله آب گرم و مبدل در معرض هوا قرار گرفته است، انجام شده است. سیال کاری لوله حرارتی از متانول، استون و R-123 انتخاب شدند. نتایج نشان داده است که لوله حرارتی نوسانی بعنوان فین سوزنی می‌تواند تا ۱۰٪ میزان انتقال حرارت را نسبت به حالتی که فاقد سیال کاری باشد، افزایش دهد.

در سال ۱۹۹۵، تیم آقای مازاوا^۹ برای اولین بار توانستند مبدل‌های لوله نوسانی مدار باز را طراحی کنند. این مبدل دارای ۲۰ دور لوله مسی به قطر داخلی یک میلی‌متر بود و سیال عامل آن نیز R-142 بود. آن‌ها نسبت پرشدگی^{۱۰} و همچنین زاویه شیب سیستم را مورد بررسی قرار دادند و مشخص شد که بهترین نسبت پرشوندگی حدود ۵۰٪ می‌باشد [۴].

حدود یک سال بعد آقای کاوارا^{۱۱} توانست با استفاده از رادیوگرافی پروتونی از حرارت درون لوله‌ها عکس‌برداری کرده حرکت‌های نوسانی و ناگهانی سیال را ثبت کردند. به عنوان نتیجه بیان داشتند که جریان قالب دوفازی به صورت قطره و حباب می‌باشد [۵].

مشابه همین کار، در تحقیقی که توسط آقای تونگ^{۱۲} صورت گرفت، از یک مبدل حرارتی نوسانی شیشه‌ای تصویر برداری کردند. این تحقیق نشان داد که که یک حداقل مقدار اولیه برای شار حرارتی به جهت ایجاد

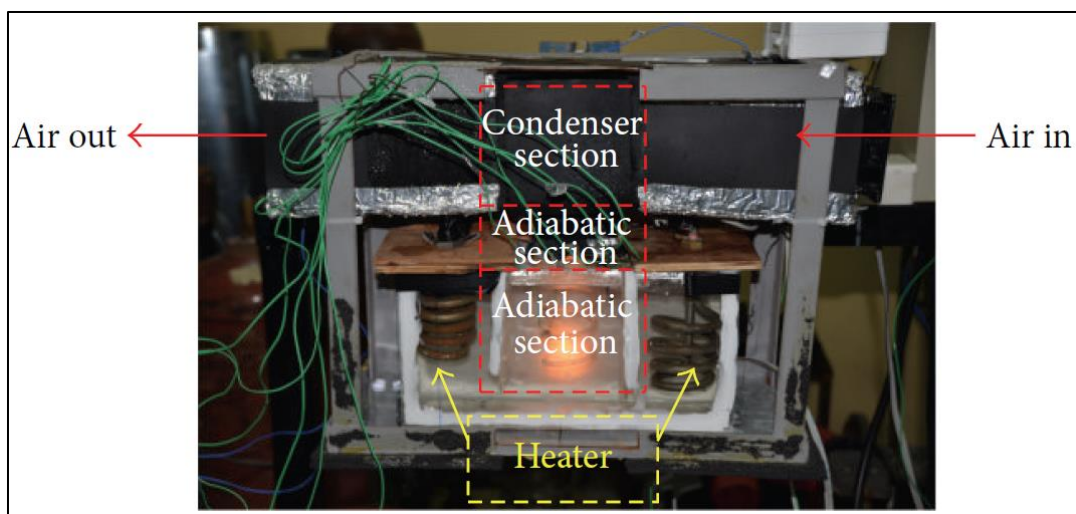
⁸ Nanthafan

⁹ Mawzeva

¹⁰ Feeling ratio

¹¹ Kawara

¹² Tong



شکل ۱-۳ دستگاه آقای ریدریچ [۷].

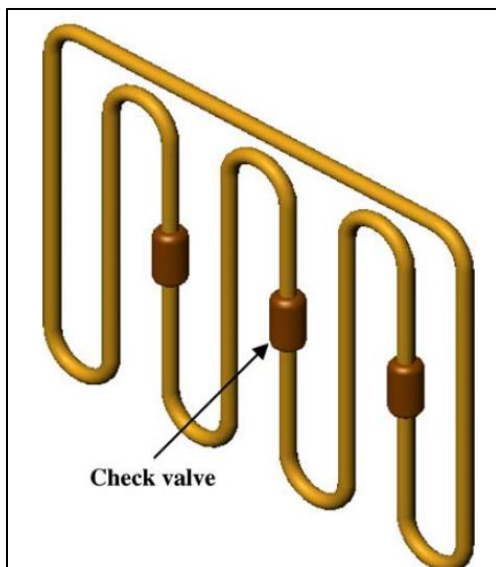
با نگاهی دیگر در جهت افزایش راندمان، محققان بسیاری تلاش برای معرفی سیال‌های جدید به عنوان سیال عامل در این مبدل‌ها کردند که بیشتر این موارد در بررسی نانوسیالات بوده است. به عنوان مثال، آقای ما^{۱۴} و همکاران [۸] در سال ۲۰۰۶، نانوسیال الماس را به سیال پایه تزریق کردند و نشان دادند که نانوسیال می‌تواند به میزان قابل توجهی قابلیت انتقال حرارت مبدل لوله نوسانی را افزایش دهد، به طور مثال نشان دادند در قدرت ورودی ۸۰ وات نانوسیال الماس می‌تواند اختلاف دمای بین اواپراتور و کندانسور را از ۴۰ درجه سانتیگراد به ۲۴ درجه کاهش دهد، که این کاهش دما همراه با افزایش کارایی می‌باشد.

مینا^{۱۵} و همکارانش [۹-۱۰] با طراحی، ساخت و تست پیشگرمکن لوله حرارتی نوسانی انتها بسته با شیر یکطرفه، نقش آن را در کاهش رطوبت نسبی در سیستم‌های خشک کن برای بازیافت حرارت تلف شده از سیکل خشک کن بررسی کردند. این مدل که در شکل ۱-۴ آمده است، لوله حرارتی با نسبت پرشدگی ۵۰٪ بوده است. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که با افزایش سرعت هوای داغ میزان انتقال حرارت و راندمان کاهش و با افزایش دمای هوای داغ راندمان افزایش می‌یابد. همچنین این سیستم می‌تواند میزان رطوبت هوا را از محدوده

¹⁴ mawe

¹⁵ Meena

۸۰-۱۰۰ درصد به حدود ۵۴-۷۲ درصد برساند.

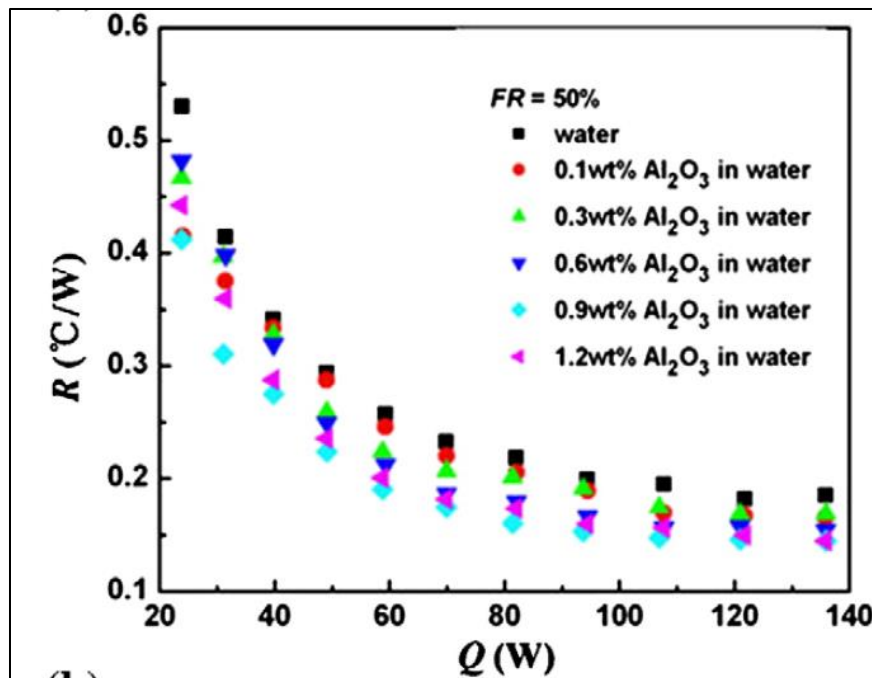


شکل ۱-۴ نمونه ای از مبدل حرارتی ساخته شده توسط مینا و همکاران [۹-۱۰]

در سال ۲۰۱۰ جیان^{۱۶} و همکارانش [۱۱] به بررسی اثر استفاده از نانو سیال آلومینیوم بر روی بازده مبدل پرداختند. آن‌ها دریافتند استفاده از نانوسیالات آلومینیوم باعث افزایش قابل توجه عملکرد سیستم شده و در نتیجه موجب افزایش میزان انتقال حرارت و در نتیجه کاهش مقاومت حرارتی در سیستم شده است. نتیجه این تحقیق را می‌توان در شکل ۱-۵ مشاهده نمود. در تحقیقی مشابه و به همین منوال در سال ۲۰۱۱ یولانگ و همکاران [۱۲] تأثیر نانو ذرات اکسید آلومینیوم را بازده مبدل لوله حرارتی نوسانی بررسی کردند که سیال پایه مورد استفاده آن‌ها آب بود. آنان نشان دادند که قابلیت انتقال حرارت به اندازه ذرات بستگی دارد و هنگامی که اندازه ذرات از ۲۰ میکرومتر به ۸۰ نانومتر کاهش می‌یابد قابلیت انتقال حرارت افزایش و مقاومت حرارتی کاهش می‌یابد. اما اگر اندازه ذرات به بیشتر از ۵۰ نانومتر کاهش یابد، مقاومت حرارتی نمی‌تواند کاهش بیشتری یابد. همچنین به این نتیجه رسیدند که تزریق ذرات اکسید آلومینیوم به لوله‌ی حرارتی نوسانی، می‌تواند به شروع

¹⁶ xian

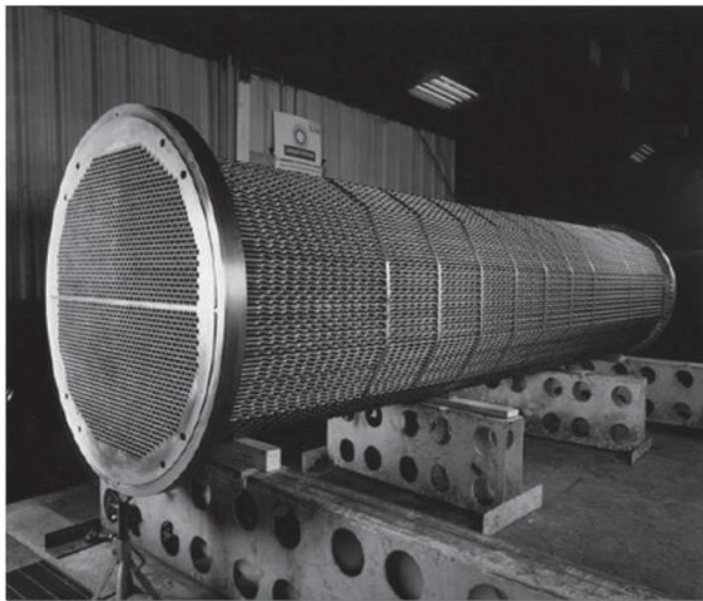
حرکت نوسانی کمک کند و هنگامی که لوله‌ی حرارتی نوسانی توسط ذرات اکسید آلومینیوم پر می‌شود، بر روی کارایی انتقال حرارت تأثیر می‌گذارد.



شکل ۱-۵ نتایج بررسی‌های آقای جیان در بررسی تأثیر حضور آلومینیوم در مقاومت حرارتی با نسبت پرشوندگی پنجاه درصد [۱۱].

با استفاده از سیال متفاوت و به جهت تأثیر میدان مغناطیسی بر روی این مبدل‌ها، در سال ۲۰۱۳ تسلیمیفرو و همکاران [۱۳] به بررسی عملکرد حرارتی فرو فلز در لوله‌حرارتی مدار باز پرداختند. از مشخصات مدل مورد استفاده آن‌ها می‌توان به قطر داخلی لوله ۱ و قطر خارجی آن که ۳ میلی‌متر می‌باشد، اشاره کرد. جهت ایجاد میدان از آهنرباهای سرامیکی استفاده شده است که میدان ۳۷۰۰ گوس در سطح آن‌ها ایجاد شده است. ابعاد این آهنرباها ۲۵ میلی‌متر می‌باشد. آن‌ها نشان دادند که مقاومت حرارتی در حضور میدان مغناطیسی، کمتر از زمانی است که میدان مغناطیسی وجود ندارد. به دنبال این کار به صورت مشابه، غفرانی و همکاران [۱۴] به بررسی ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری فروفلز در یک میدان مغناطیسی مستقیم پرداختند. آن‌ها نشان دادند که تأثیر میدان مغناطیسی بیشتر در رینولدز ۸۰ اتفاق می‌افتد. همچنین میدان مغناطیسی

مستقیم در درصدهای حجمی بالا کاملاً در مقایسه با درصدهای حجمی پایین‌تر محسوس است. همچنین در فرکانس میدان مغناطیسی بالا ضریب انتقال حرارت رشد بیشتری دارد.



شکل ۱-۶ نمایشی از یک مبدل لوله‌های پیچشی صنعتی

نمونه ای از کاربرد صنعتی مبدل‌های لوله نوسانی را می‌توان در شکل ۱-۶ مشاهده نمود. این مبدل‌ها می‌توانند به بازدهی بیش از ۶۰٪ نیز برسند. بنابراین لوله‌های حرارتی نوسانی به عنوان یک عضو جدید و منحصر به فرد با پتانسیل بسیار زیاد در درون خانواده لوله حرارتی شناخته شده است. یک سیال با نرخ پرشدن مشخصی به این لوله تزریق می‌شود، به گونه‌ای که فقط سیال و فاز بخارش در این لوله وجود داشته باشد. همانطور که ذکر گردید، استفاده از نانوسیالات به عنوان سیال کاری در لوله‌های گرمایی یک ایده جدید است که در دهه‌ی اخیر مورد بررسی قرار گرفته است. بخش بعدی شامل توضیحات کلی در مورد تئوری این لوله‌های نوسانی می‌باشد.

۱-۳- تئوری لوله‌های حرارتی نوسانی

مکانیزم‌های معمول و مرسوم انتقال حرارت در مهندسی به منظور ایجاد سرمایش و گرمایش، نیاز به توان

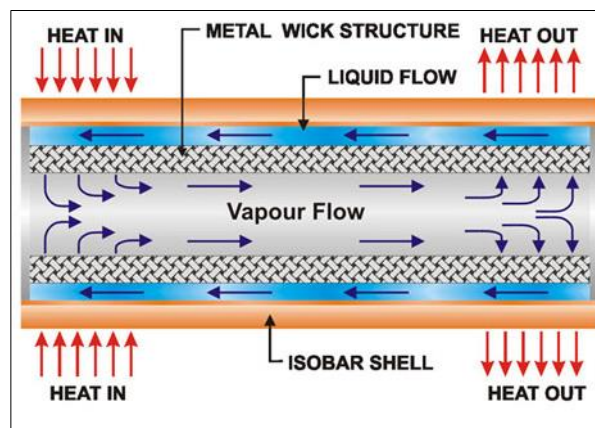
خارجی، صرف هزینه‌های جاری علاوه بر هزینه ساخت اولیه و در اغلب موارد دارای قطعات متحرک هستند. با این وجود، یک لوله حرارتی^{۱۷} وسیله‌ای نسبتاً ساده است که بدون هیچ قسمت متحرکی، قابلیت انتقال مقادیر زیادی حرارت را در فواصل مختلف دارد. جذاب‌ترین مشخصه لوله حرارتی نوسانی این است که در این سیستم، نیاز به انرژی خارجی نیست و لوله حرارتی فقط با اعمال گرما فعال می‌شود و در عین حال دارای ضریب رسانایی گرمایی موثر و بسیار بالایی است. در این بخش از سری مقالات لوله حرارتی به معرفی، بیان مزایا و ساختار کلی این پدیده جذاب تاسیساتی پرداخته شده است [۱۵].

لوله حرارتی یک وسیله انتقال حرارت با ضریب رسانایی گرمایی موثر بسیار بالا است که در خلا کار می‌کند و برای انتقال حرارت از یک چشمه حرارتی به یک چاه حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرد. ساختار یک لوله حرارتی از نظر عملی به سه منطقه تقسیم می‌شود:

الف. منطقه تبخیر یا ناحیه اواپراتور که در یک انتهای لوله قرار دارد و گرما به محفظه وارد می‌شود.

ب. منطقه چگالش یا ناحیه کندانسور که در انتهای دیگر لوله است و گرما دفع می‌گردد.

ج. ناحیه آدیباتیک که بین دوناحیه اواپراتور و کندانسور را شامل می‌شود.



شکل ۱-۷ ساختار لوله‌های حرارتی

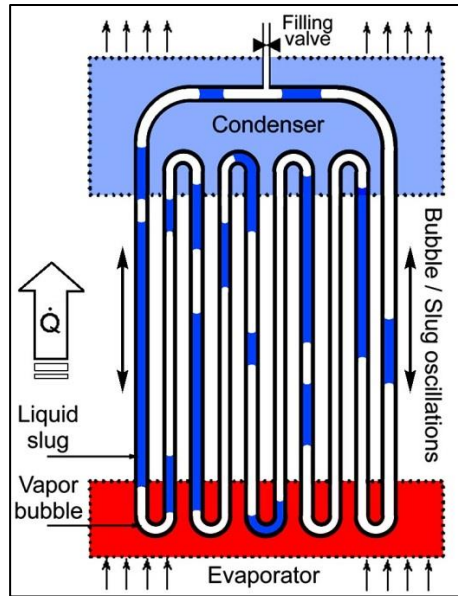
¹⁷ heat pipe

به طور کلی، لوله حرارتی یک لوله خالی و کاملاً آب بندی شده از جنس یک فلز رسانای گرما مانند مس یا آلومینیوم است که با مقدار بسیار کمی سیال کاری پر شده است. وجود ساختار فیتیله ای در قسمت داخلی لوله باعث اعمال نیروی موئینگی بر فاز مایع سیال کاری می‌شود. این ساختار فیتیله‌ای ممکن است ناشی از متالوژی پودر فلز بر سطح داخلی لوله حاصل شده باشد و یا از شیار زنی سطح داخلی لوله به وجود آمده باشد. در هر صورت جنس لوله یا پودر فلز باید قابلیت خیس خوردگی با سیال کاری را داشته باشد. اگر لوله حرارتی طوری طراحی شده باشد تا قسمت گرم شونده آن پایین تر از قسمت سرد شونده آن باشد، دیگر نیازی به وجود ساختار فیتیله‌ای نیست. در این حالت سیال کاری با استفاده از نیروی جاذبه به قسمت گرم لوله باز می‌گردد.

۱-۳-۱- معرفی مبدل

لوله‌های حرارتی نوسانی با حلقه‌های بسته، ابزار انتقال حرارت پیچیده‌ای هستند که عملکرد حرارتی آن‌ها دارای وابستگی‌های ترمودینامیکی زیادی است. از جمله عوامل موثر بر عملکرد این ابزار می‌توان به قطر داخلی لوله‌ها، تعداد دور لوله‌ها، سیال عامل و زاویه قرارگیری نسبت به افق اشاره کرد [۱۶].

برای ساخت لوله‌های حرارتی نوسانی، لوله‌های فلزی با قطر داخلی کم از هوا خالی شده و به طور جزئی با سیال عامل پر می‌شود. به دلیل فشار اولیه پایین موجود در داخل لوله، سیال به صورت مخلوطی از قطرات مایع و حباب‌های بخار در لوله پخش می‌شود. هیچ کنترل خارجی روی نحوه توزیع اولیه حباب‌ها در لوله وجود ندارد. این وسیله، حرارت را بوسیله حرکت نوسانی و دائمی مخلوط دو فازی بوجود آمده بین تبخیر کننده و کندانسور منتقل می‌کند. لوله حرارتی نوسانی الزاماً یک مبدل گرمایی غیر تعادلی است که با به کارگیری ترکیب پیچیده‌ای از انواع پدیده‌های ناپایدار دو فازی کار می‌کند. در شکل ۱-۸ چگونگی عملکرد این سیستم مشاهده می‌گردد [۱۷].

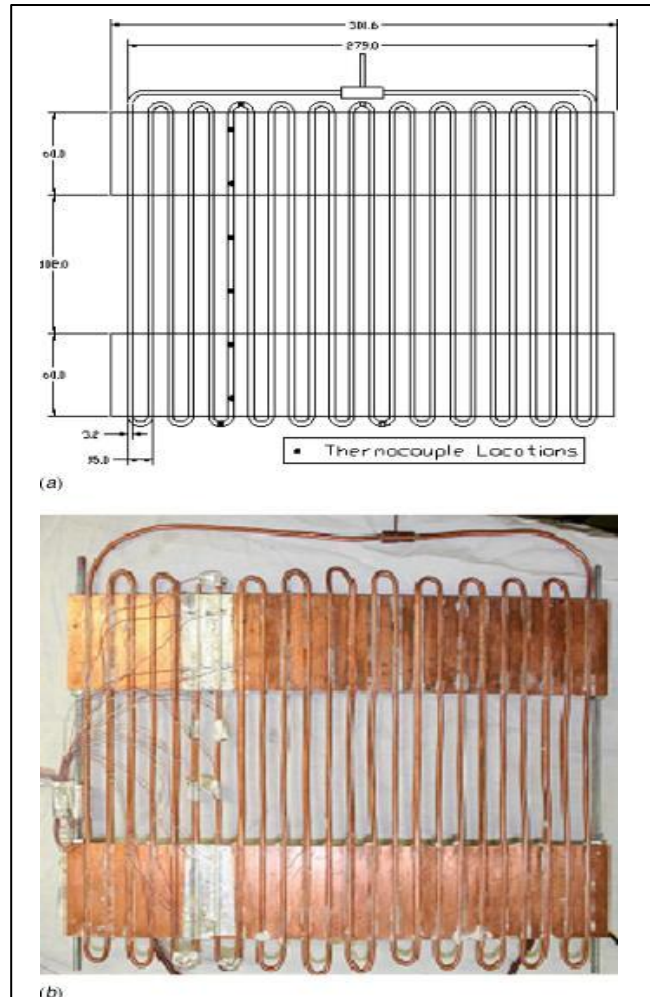


شکل ۱-۸ نحوه عملکرد مبدل حرارتی لوله نوسانی [۱۷].

۱-۳-۲- نحوه عملکرد مبدل حرارتی لوله نوسانی

موفقیت عملکرد این ابزار وابسته به عملکرد مداوم و پیوسته و حالات و شرایط ناپایدار درون سیستم است و هیچ ابزار مکانیکی خارجی برای انتقال سیال استفاده نمی‌شود [۱۸]. این دسته از لوله‌های حرارتی دارای ترمودینامیک پیچیده‌ای هستند.

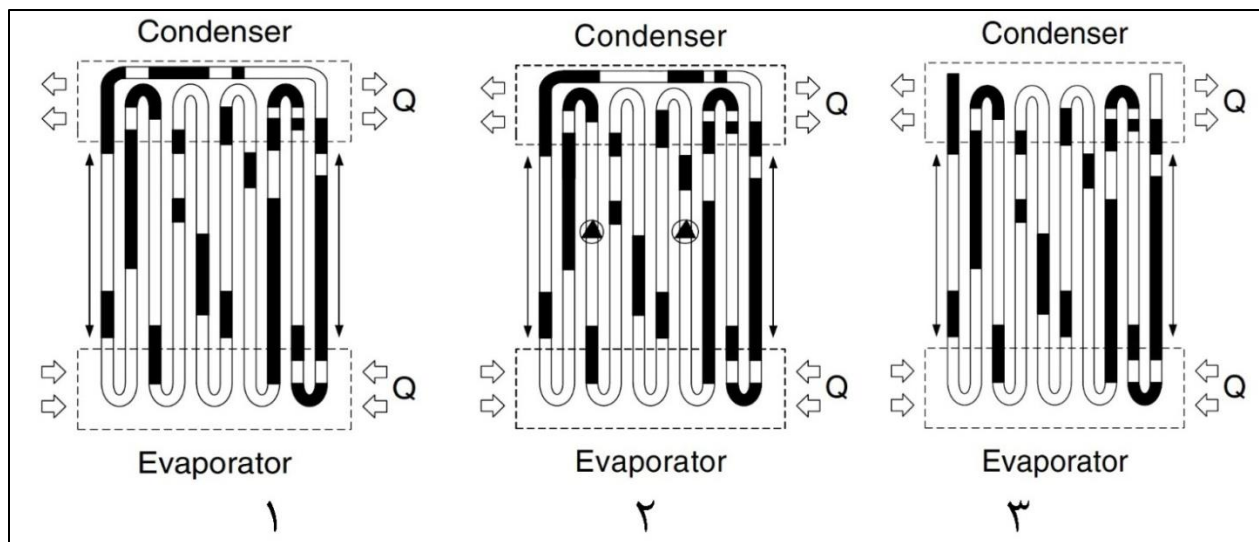
در این نوع ترکیبی از رخدادها و مکانیسم‌هایی مانند جوش هسته‌ای، انباشتگی حباب، عمل کرد تلمبه‌ای، تغییرات رژیم جریان، نوسان شدید دما و فشار، ناپایداری دینامیکی، شرایط غیر تعادلی ناپایدار و طغیان به وضوح وجود دارد. این نوع لوله حرارتی سه شکل اصلی دارد و از مزایای آن می‌توان به پاسخ‌دهی بسیار سریع، مقاومت حرارتی پایین، امکان عملکرد در شیب‌های مختلف و راحتی ساخت اشاره کرد، نمونه‌ای از ساخت این مبدل و شماتیک آن در شکل ۱-۹ مشاهده می‌گردد [۱۹].



شکل ۹-۱ نمونه ای از مبدل حرارتی ساخته شده و شماتیک آن که با المنت کار می کند. [۱۹]

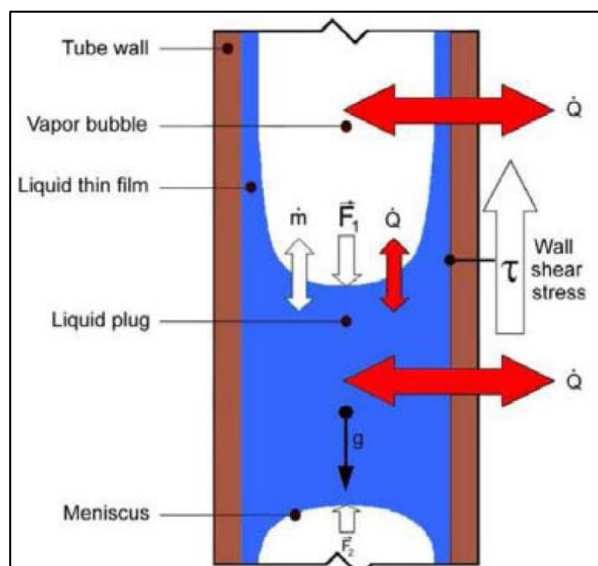
۳-۳-۱- نمونه های مبدل

در تحقیقات انجام شده در مورد استفاده صنعتی از لوله های حرارتی نوسانی، کاربرد آن در دو مبدل گرمایی بازیافت حرارت جهت گرمایش آب و هوا بصورت تجربی بررسی شده است. نکته مشترک در همه آنها وجود یک دسته لوله مسی رفت و برگشتی انتها باز یا حلقه بسته می باشد که توسط سیال عامل در شرایط خاص پر می شود. در شکل ۱۰-۱ انواع مبدل گرمایی لوله حرارتی نوسانی ساخته شده جهت گرمایش هوا نشان داده شده است [۲۰].



شکل ۱-۱۰ حالات متفاوت مبدل حرارتی لوله نوسانی [۲۰].

همواره گرادیان دما بین تبخیر کننده و کندانسور وجود دارد. علاوه بر آن، بین نقاط مختلف خم‌های لوله، بدلیل نرخ انتقال حرارت موضعی غیر یکنواخت نیز اختلاف دما مشاهده می‌شود، که در شکل ۱-۱۱ به وضوح آورده شده است [۲۱-۲۲].



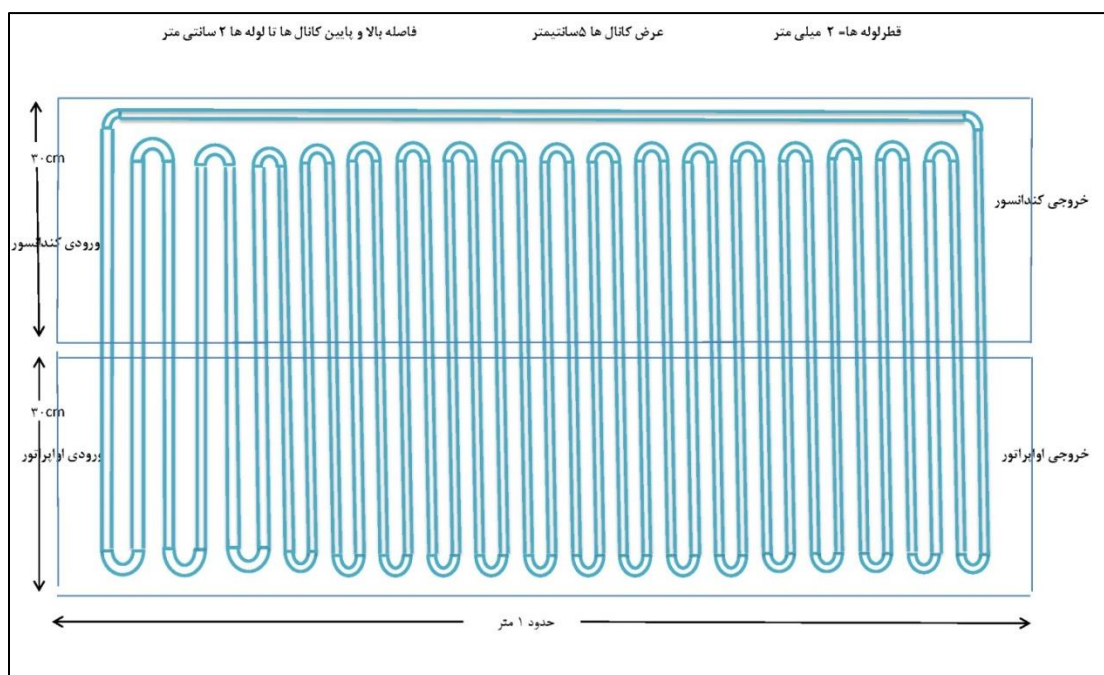
شکل ۱-۱۱ نرخ انتقال حرارت مبدل حرارتی نوسانی لوله [۲۱-۲۲].

عموما لوله‌های حرارتی حلقه بسته در مقایسه با حلقه باز، عملکرد بهتری را نشان می‌دهند [۲۳]. بیشتر لوله‌های حرارتی نوسانی از مس، آلومینیوم، شیشه و یا پلاستیک ساخته می‌شوند، که به لحاظ ضریب رسانایی بالای آلومینیوم و مس، بیشتر از این دو ماده ساخته می‌شوند و در برخی از مقالات برای مشاهده جریان سیال، از شیشه یا پلاستیک استفاده شده است [۲۴]. مکانیزم لوله‌های حرارتی نوسانی شامل تبخیر، چگالش و انبساط سیال کاری به عنوان نیروی محرکه انتقال حرارت می‌باشد.

۴-۱ معرفی مبذل ساخته شده

۱-۴-۱- مشخصات کلی مبذل

در شکل ۱۲-۱ شماتیک کلی مبذل ساخته شده در پروژه مشاهده می‌گردد که بر اساس آن ساخت مبذل صورت گرفته است. در پیوست الف جزئیات بیشتری در مورد ساختار این مبذل به همراه نقشه‌ها وجود دارد.



شکل ۱۲-۱ مبذل حرارتی لوله نوسانی که طراحی و ساخته شده جهت شبیه‌سازی

با توجه به آنکه هدف این تحقیق شبیه‌سازی و مقایسه عملکرد می‌باشد. مبدل شکل ۱-۱۲ به عنوان مرجع شبیه‌سازی در نظر گرفته شده است.

۱-۴-۲ - شرایط مسئله

برای نگاشتن شرایط بررسی مسئله به روابطی که طی آن مبدل مورد بررسی قرار می‌گیرد باید پرداخت. یک معیار خوب برای عملکرد گرمایی لوله‌حرارتی نوسانی، افت دما بر توان ورودی می‌باشد، که مقاومت گرمایی نامیده می‌شود. مقاومت گرمایی به صورت زیر تعریف می‌شود:

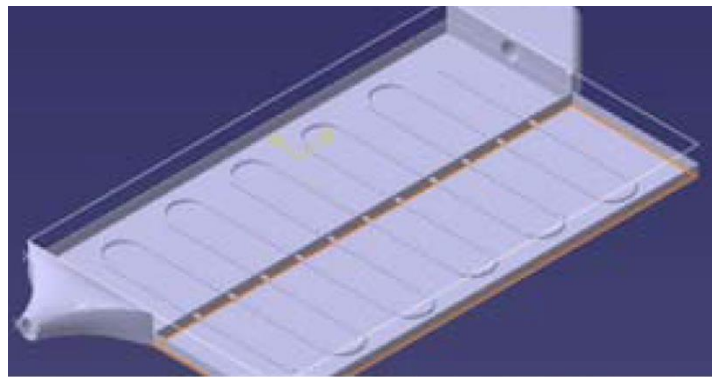
$$R = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{T_e - T_c}{Q} \quad (1-1)$$

که در آن T_e ، T_c و Q به ترتیب دمای اوپراتور، کندانسور و توان سیستم است. همانگونه که معادله‌ی ۱-۱ نشان می‌دهد، مقاومت گرمایی کوچک باعث افزایش انتقال حرارت یک لوله‌ی حرارتی نوسانی می‌شود. شرایط سیال مبدل معیار خوب دیگری که از آن می‌توان برای عملکرد لوله‌ی حرارتی نوسانی استفاده کرد، نسبت پر شدن می‌باشد که عبارت است از حجم سیال نمونه به حجم داخلی کل [۲۵].

$$FR = \frac{\text{حجم سیال}}{\text{حجم داخلی کل لوله}} \quad (2-1)$$

مقاومت گرمایی لوله‌ی حرارتی نوسانی بستگی به نسبت پر شدن دارد و یک نسبت پر شدن بالا منجر به مقاومت گرمایی بالایی می‌شود. نشان‌دادند که بهترین نسبت پر شدن برای این آزمایش ۵۰٪ می‌باشد [۲۶]. بعلاوه باید توجه کرد که هنگامی که توان ورودی کمتر از مقدار راه اندازی باشد، حرکت نوسانی مشاهده نمی‌شود و اختلاف دمای بین اوپراتور و کندانسور به صورت خطی با افزایش توان ورودی، افزایش می‌یابد [۲۷]. با توجه به شرایط بالا جریان دوفازی در لوله و دمای آن کاملاً به دمای دود وابسته خواهد بود. می‌توان دمای سطح لوله را ثابت با زمان و دمای داخلی آن را ناپایدار که با زمان تغییر می‌کند تصور نمود. معادلاتی که

باید در شبیه‌سازی سیالاتی مبدل‌های حرارتی حل شوند معادلات مومنتم، پیوستگی، انرژی می‌باشد. در اکثر مبدل‌های حرارتی، قانون تغییر چگالی، چگالی ثابت می‌باشد. اما در مبدل‌های حرارتی با نوع انتقال حرارت آزاد، چگالی متغیر بوده و تابع دما می‌باشد [۲۸]. اگر اختلاف دیوار منبع گرم و سرد کمتر از ۲۰ درجه باشد از قانون بوزینسکی با ضریب انبساط حجمی مناسب استفاده می‌شود و از تابع گاز ایده‌ال استفاده نمی‌شود. استفاده از قانون بوزینسکی نسبت به گاز ایده‌ال تسریع بیشتری در همگرایی دارد. در شکل ۱-۱۳ مدل دیگری از مبدل حرارتی لوله نوسانی مشاهده می‌گردد که در آن دمنده‌ها هوا را با سرعت بیشتری وارد و خارج می‌کنند [۲۹].



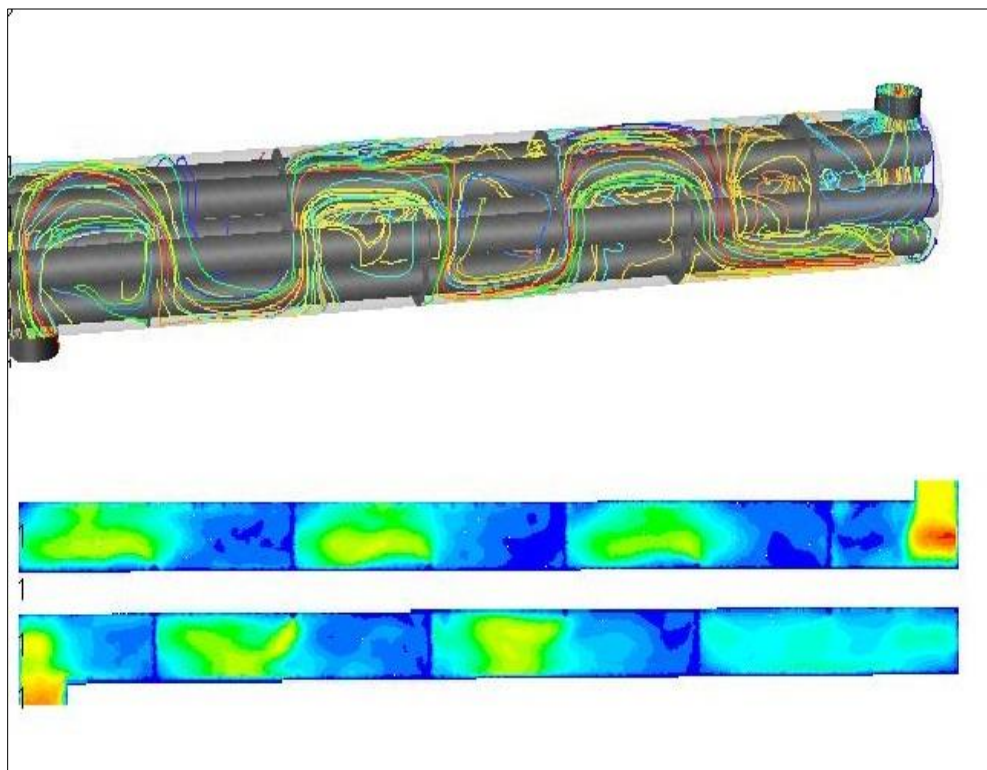
شکل ۱-۱۳ نقشه دیگری از مدل مبدل حرارتی لوله نوسانی [۲۹].

۱-۴-۳ - نحوه شبیه‌سازی

شبیه‌سازی شرایط مسئله با توجه به هندسه وارد شده از نرم افزار فلونت صورت گرفته است که شرایط آن به تفصیل در فصل چهارم آورده شده است. این نوع شبیه‌سازی بر اساس شرایط موجود در قسمت مقادیر مرزی و مقادیر اولیه صورت گرفته است.

۱-۵- نرم افزار انسیس - فلونت

در این پروژه، شبیه‌سازی مبدل حرارتی نوسانی در نرم افزار حل کننده دینامیک سیالات محاسباتی فلونت انجام شده است. معالات شبیه‌سازی در یک مبدل حرارتی، معادله پیوستگی، مومنتوم، انرژی می‌باشد. هندسه مورد نظر مدل‌سازی و مش‌بندی شده و در نرم افزار انسیس فلونت ۱۴ شبیه‌سازی شده است. نتایج این شبیه‌سازی از جمله افت فشار، سرعت، انتقال حرارت، با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده و نشانگر دقت بالای دینامیک سیالات محاسباتی در تحلیل مبدل‌ها حرارتی می‌باشد. در شکل ۱-۱۴ نمونه ای از این شبیه‌سازی‌ها مشاهده می‌گردد، که بیانگر توانایی نرم افزار در مدل سازی است.



شکل ۱-۱۴ کانتور های دما و جریان سیال مبدل پوسته و لوله

۱-۶- انگیزه و ضرورت انجام پروژه

تلاش محققان در دهه‌ی گذشته منجر به ابداع روش‌های مختلف در جهت افزایش انتقال حرارت شده است. افزایش راندمان و بهبود عملکرد دستگاه‌های حرارتی از یکسو سبب صرفه‌جویی در انرژی شده و از طرف دیگر می‌تواند کوچک شدن ابعاد دستگاه‌ها و در نتیجه کاهش هزینه مواد و ساخت دستگاه را به دنبال داشته باشد. یک مبدل حرارتی لوله‌ی حرارتی نوسانی، مشابه یک مبدل حرارتی معمولی است. با این تفاوت که می‌تواند در مسافت‌های طولانی بهتر عمل کند و در مقابل اثر جاذبه موفق ظاهر شود. عملکرد انتقال حرارت در لوله‌های حرارتی نوسانی بیشتر از لوله‌های حرارتی معمولی می‌باشد و بنابراین ضرورت بررسی عملکرد و شبیه‌سازی آن اجتناب ناپذیر است.

با توجه به موارد بالا و اینکه نمونه‌ای از مبدل حرارتی نوسانی در دانشگاه شاهرود توسط آقای رضا خدای ساخته شده است [۵۲]. این تحقیق بر آن است که نتایج حاصل از آزمایشات انجام شده بر روی آن دستگاه را با تئوری و شبیه‌سازی در نرم‌افزاری دینامیک سیالات محاسباتی مطابقت دهد. سپس بر اساس این مطابقت به بررسی تاثیر پارامترهای ساختاری و ترمودینامیکی بر روی عملکرد این مبدل می‌پردازد. به جهت اثبات صحت این بررسی‌ها، نتایج با سایر مطالعات انجام شده بر روی این نوع مبدل‌ها مقایسه می‌گردد. در نهایت با توجه به خروجی‌های شبیه‌سازی، اظهار نظرهایی جهت بهبود عملکرد این مبدل صورت می‌پذیرد.

بنابراین در فصل بعدی معادلات حرارت و شرایط مرزی این سیستم ساخته شده ارائه می‌گردد و در ادامه در فصل بررسی کوتاهی بر روی تاثیر تبادل حرارتی تابشی خواهد شد. پس از آن در فصل چهارم مدلی که در نرم افزار فلونتت به دست آمده مورد بررسی قرار خواهد گرفت و نتایج آن و نحوه شبیه‌سازی ارائه خواهد شد. بعلاوه مقایسه‌ی نتایج و مدل ساخته در فصل پنجم صورت می‌گیرد. نهایتاً در فصل ششم جمع بندی انجام خواهد شد.

فصل دوم

تحلیل تئوری لوله‌های حرارتی نوسانی

۱-۲- تحلیل تئوری لوله‌های حرارتی نوسانی - مقدمه

جریان حلزونی حباب‌ها و قطرات مایع به عنوان یکی از جریان‌های دوفازی مایع توجه بسیاری را جلب کرده است و علت آن در کاربردهای بسیار جالب آن می‌باشد که در این پروژه نیز مورد بررسی قرار گرفته است. لوله‌های حرارتی نوسانی^{۱۸} و یا رفت و برگشتی^{۱۹} به عنوان یک خنک کننده در بسیاری از از تحقیقات [۱-۶ و ۲۰-۱۲ و ۲۳ و ۲۴ و ۴۳-۴۷] به عنوان مطالعه حرکت در لوله‌های مویینه مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

این لوله‌ها در حقیقت شامل بخار و قطرات مایع هستند که سیال در لوله‌ها به صورت چند دور و حالت نوسانی به حرکت در می‌آید و جاذبه به این حرکت کمک می‌کند. معمولاً قطر لوله‌ها بین ۰.۱ تا ۵ میلیمتر انتخاب می‌شود تا مایع بتواند از خاصیت مویینیگی استفاده کند و در لوله حرکت نماید. در [۳۱] نمونه ای از لوله‌های نوسانی با روش لاگرانژیان مورد بررسی قرار گرفته است. هر چند که در این روش لایه فیلم مایع و اثرات آن مورد بررسی قرار نگرفته است اما توزیع سرعت و فشار سیال به دست آمده است. در این فصل با استفاده از معادلات پیوستگی و بقای انرژی برای توزیع دما، فشار و شرایط مرزی این سیستم راه حل ارائه می‌گردد.

۲-۲- بررسی شرایط مسئله

برای بررسی حرکت نوسانی^{۲۰} در لوله‌های حرارتی با مرحله تغییر فاز^{۲۱}، که اصلی‌ترین مورد در افزایش بازدهی می‌باشد، حرکت حباب‌های بخار و قطرات مایع مورد بررسی قرار می‌گیرند. همانطور که در شکل 1-2 نشان داده شده است، مسیر سیال به n سلول تقسیم شده است که هر کدام از آن‌ها شامل یک بخش مایع و یک بخش بخار است و در نظر می‌گیریم که مسیر حرکت در راستای Z و موازی با جاذبه زمین می‌باشد. تنش

¹⁸ oscillating

¹⁹ pulsating

²⁰ oscillating motions

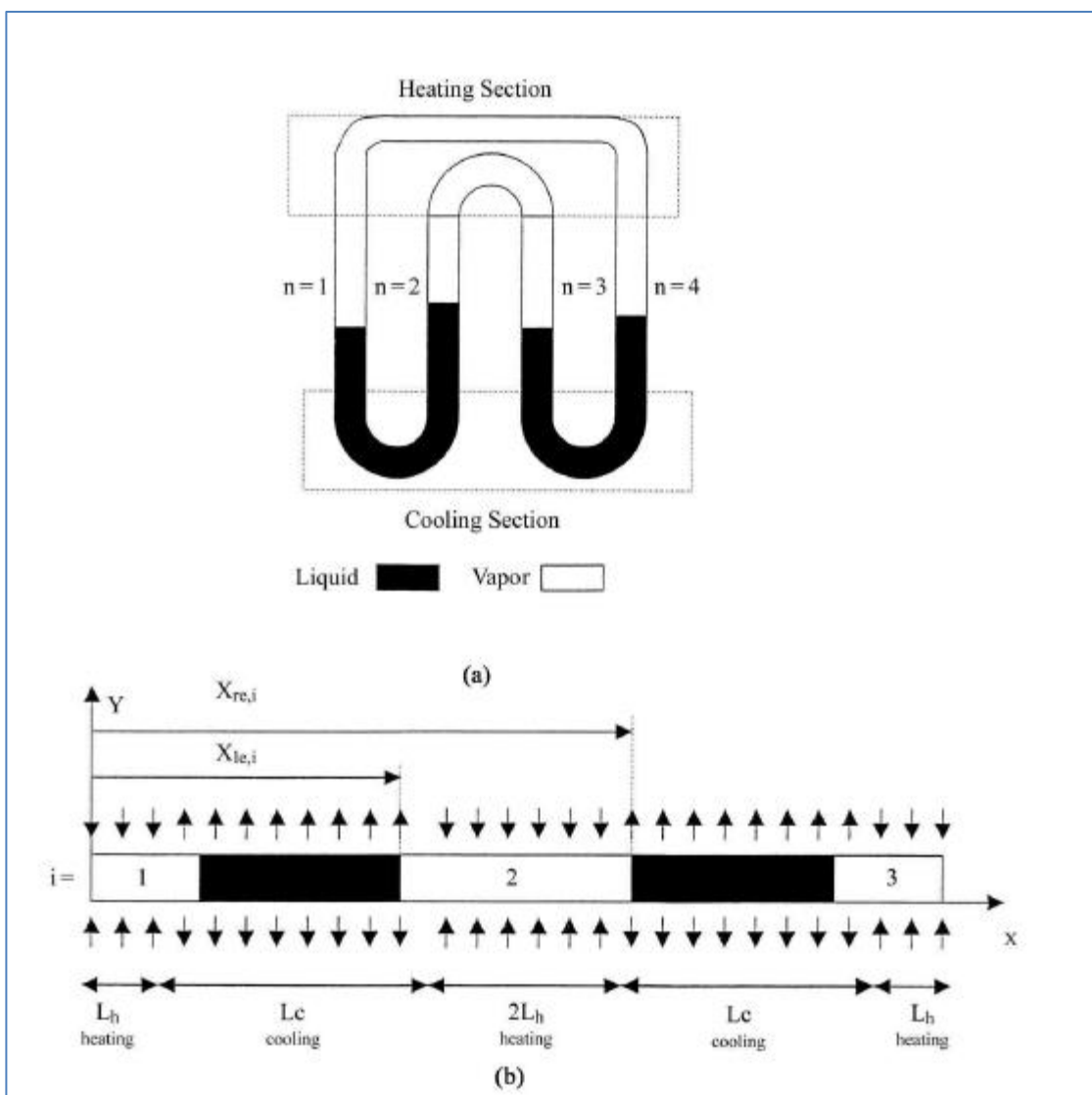
²¹ phase-change process

برشی بر روی سطح جامد در تماس با مایع بسیار بیشتر از قسمت بخار می‌باشد. در [۲۲] نشان داده شده است که توزیع فشار به صورت دندان اره‌ای^{۲۲} یا مثلثی^{۲۳} پخش شده است.

برای ساده‌سازی مسئله در نظر گرفته می‌شود که این قسمت‌ها به صورت یکنواخت در تمامی لوله‌ها قرار گرفته‌اند و بنابراین بررسی یک سلول نتایج را برای کل سلول‌ها به ارمغان خواهد آورد. علاوه بر این در شعاع‌ها حرکت به صورت لوله مستقیم در نظر گرفته می‌شود چرا که تفاوتی در ماهیت مسئله ایجاد نخواهد کرد. در نظر گرفته می‌شود که دما و فشار تمامی حباب‌های بخار در شرایط اولیه یکسان می‌باشد. وقتی که قطره مایع به علت انبساط در طی لوله حرکت می‌کند، یک لایه سیال نازک^{۲۴} روی دیواره عبوری قرار می‌دهد. تبخیر از این لایه نازک شروع می‌شود. ضرایب رسانایی و تحلیل گرمایی و فشار با در نظر گرفتن این لایه فیلم امکان‌پذیر می‌باشد. هر چند که در برخی از کارها این لایه نیز در نظر گرفته نشده است [۸-۹]. برای تحلیل گرمایی و فشار در این لوله‌ها موارد زیر در نظر گرفته می‌شوند:

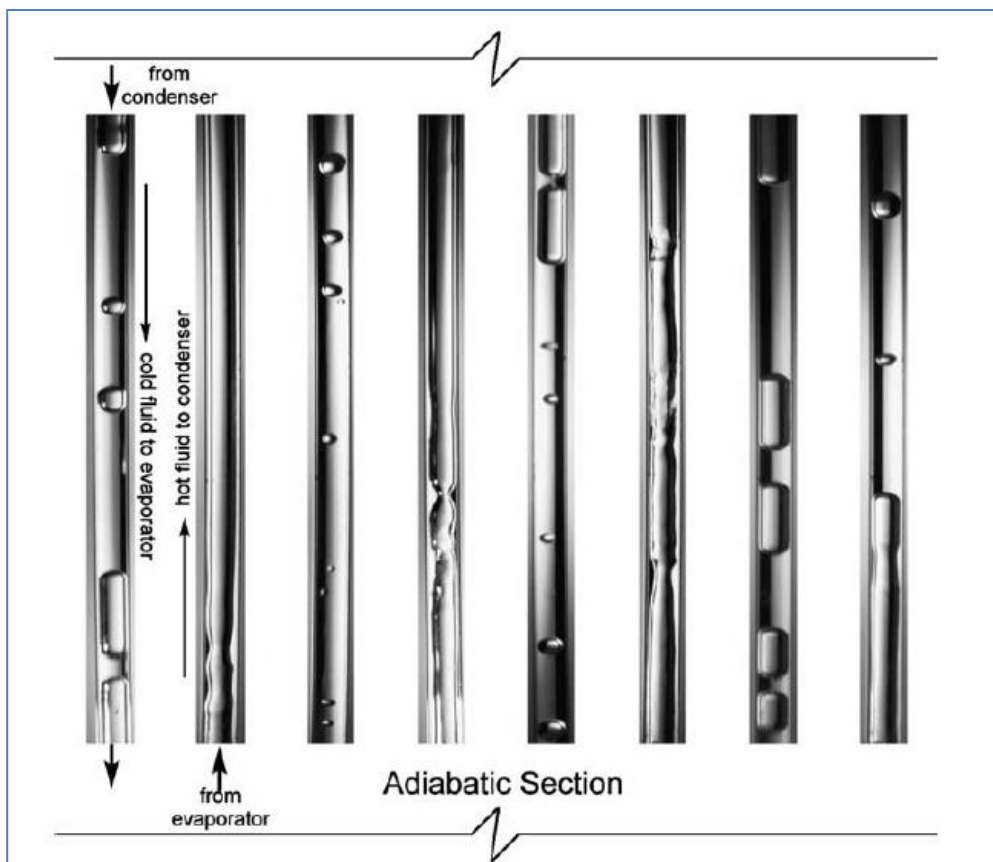
- ✓ سیال غیرقابل تراکم است و حباب‌های بخار به صورت گاز ایده‌آل در نظر گرفته می‌شوند.
- ✓ انتقال حرارت در لایه نازک سیال به صورت شعاعی در نظر گرفته می‌شود.
- ✓ مقدار تنش برشی بر سطح تماس مایع و بخار قابل صرف‌نظر کردن می‌باشد. [۵]
- ✓ پارامترهای اینرسی تا زمانی که عدد رینولدز^{۲۵} پایین می‌باشند، در لایه فیلم چسبناک قابل صرف نظر خواهند بود.

²² triangular
²³ saw tooth
²⁴ thin liquid @lm
²⁵ Reynolds

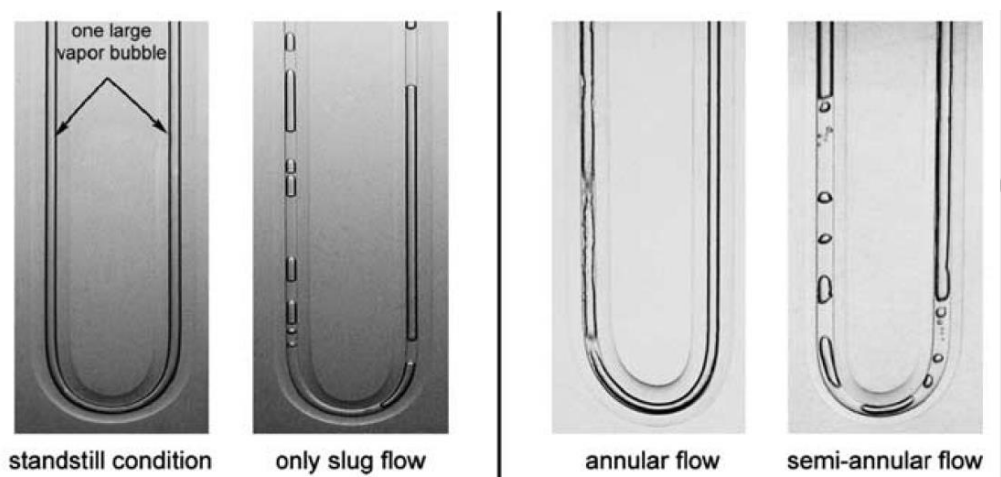


شکل ۲-۴ (a) نمایش لوله نوسانی (b) پارامترهای مورد نظر در دو مرحله از نوسان در لوله .

با توجه به آنکه معادلات مربوط به فشار و سرعت با معادلات مربوط به تعادل حرارتی متفاوت می باشند، در قسمت بعدی به توزیع فشار و سرعت در لوله‌های حرارتی و سپس در بخش بعدی به توزیع دما پرداخته خواهد شد. همانطور که در شکل ۲-۲ و شکل ۳-۲ برای حالات متفاوت و رژیم مختلف انتقال گرما ملاحظه می‌گردد که در مقاله [۱۱] آورده شده است فرضیات بالا و همچنین بررسی به روش بالا امکان پذیر است .



شکل ۲-۵ شرایط واقعی لوله نوسانی [۱۱]

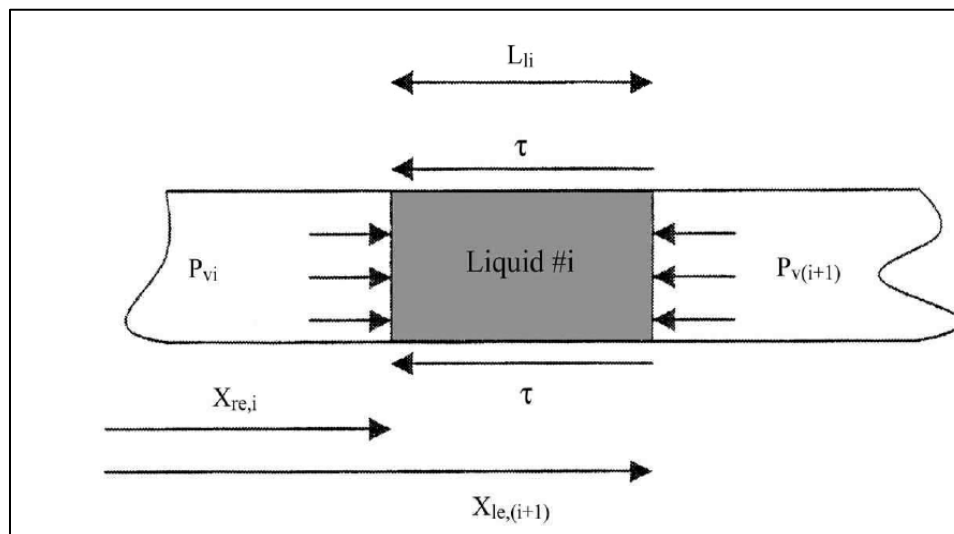


شکل ۲-۶ شرایط واقعی لوله نوسانی قبل و بعد از عمل جریان حرارتی [۱۱]

۲-۳- معادلات فشار در لوله‌های حرارتی

در این قسمت با توجه به توزیع فشار انتقال حرارت در چهار بخش مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد.

در شکل 4-2 می‌توان شرایط سیال را برای تحلیل قسمت مومنتوم مشاهده نمود.



شکل ۲-۷ حجم کنترل i امین قطره مایع

۲-۳-۱- قطره سیال

معادله مومنتوم قطره سیال با توجه به شکل ۲-۴ به صورت زیر نگارش می‌شود:

$$\frac{dm_{l_i} v_{l_i}}{dt} = (p_{vi} - p_{v(i+1)})A - \pi d L_{l_i} \tau - m_{l_i} g \quad (1-2)$$

که در آن A سطح مقطع لوله با واحد m^2 ، p فشار داخل لوله با توجه به گرادیان بر حسب پاسکال و d قطر لوله می‌باشد. علاوه بر این L طول لوله و τ تنش برشی بر حسب پاسکال و g مربوط به گرانش و $m_{l_i} v_{l_i}$ جمله مومنتوم مربوط به قطره و پارامتر t بیانگر زمان می‌باشد. می‌توان مقدار تنش برشی را از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$\tau = \frac{1}{2} C_{l_i} \rho_l v_{l_i}^2 \quad (2-2)$$

که در این رابطه ρ_l مقدار چگالی بر حسب کیلوگرم بر مترمکعب و ضریب اصطکاک C_{l_i} از روابط زیر با توجه

به عدد رینولدز به دست می آید [۳۲]:

$$C_{l_i} = \begin{cases} \frac{16}{Re_{l_i}} & Re_{l_i} \leq 1180 \\ 0.078 Re_{l_i}^{-0.2} & Re_{l_i} > 1180 \end{cases} \quad (3-2)$$

که در آن Re عدد رینولدز می باشد.

۲-۳-۲- حساب بخار

با توجه به معادله پیوستگی^{۲۶} جرم می توان نوشت [۲۵]:

$$\frac{dm_{v_i}}{dt} = \dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi} \quad (4-2)$$

که در معادله (4-2)، جمله $\dot{m}_{in,vi}$ مقدار جرمی است که با توجه به تبخیر به داخل حباب بخار منتقل شده است و $\dot{m}_{out,vi}$ هم مقدار جرمی است که از آن با توجه به میعان خارج شده است. این مقادیر را می توان با توجه به معادلات پایین به دست آورد [۲۶]:

$$\dot{m}_{in,vi} = \frac{Q_{evp,vi}}{h_{fg}} \quad (a-5-2)$$

$$\dot{m}_{out,vi} = \frac{Q_{cond,vi}}{h_{fg}} \quad (b-5-2)$$

که در این معادلات $Q_{evp,vi}$ و $Q_{cond,vi}$ به ترتیب بیانگر مقدار انتقال حرارت بر اثر تبخیر و میعان بر حسب کیلوژول می باشند و پارامتر h_{fg} بیانگر اختلاف آنتالپی حرارت نهان^{۲۷} برای سیال بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم است. اما معادله انرژی حساب بخار به صورت زیر محاسبه می گردد.

$$m_{vi} c_v \frac{dT_{vi}}{dt} = \frac{dm_{v_i}}{dt} RT_{vi} - P_{vi} A \frac{dX_{vi}}{dt} \quad (6-2)$$

که در رابطه بالا R مربوط به ثابت جهانی گازها^{۲۸} و پارامتر مربوط ضریب مخصوص گرما در حالت حجم

²⁶ continuity

²⁷ Latent heat

²⁸ gas constant

ثابت^{۲۹} است. بنابراین با توجه به نتایج به دست آمده مقدار فشار در i امین حباب بخار از رابطه گاز ایده‌آل به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۳۳]:

$$P_{vi} v_{vi} = m_{v_i} R T_{vi} \quad (۷-۲)$$

که در آن P_{vi} فشار بخار است.

۲-۴- معادلات انتقال حرارت در لوله‌های نوسانی

با توجه به آنکه در این قسمت حالت‌های مختلفی از انتقال حرارت وجود دارد، بنابراین در سه حالت زیر به

صورت کلی این مسئله بررسی می‌گردد:

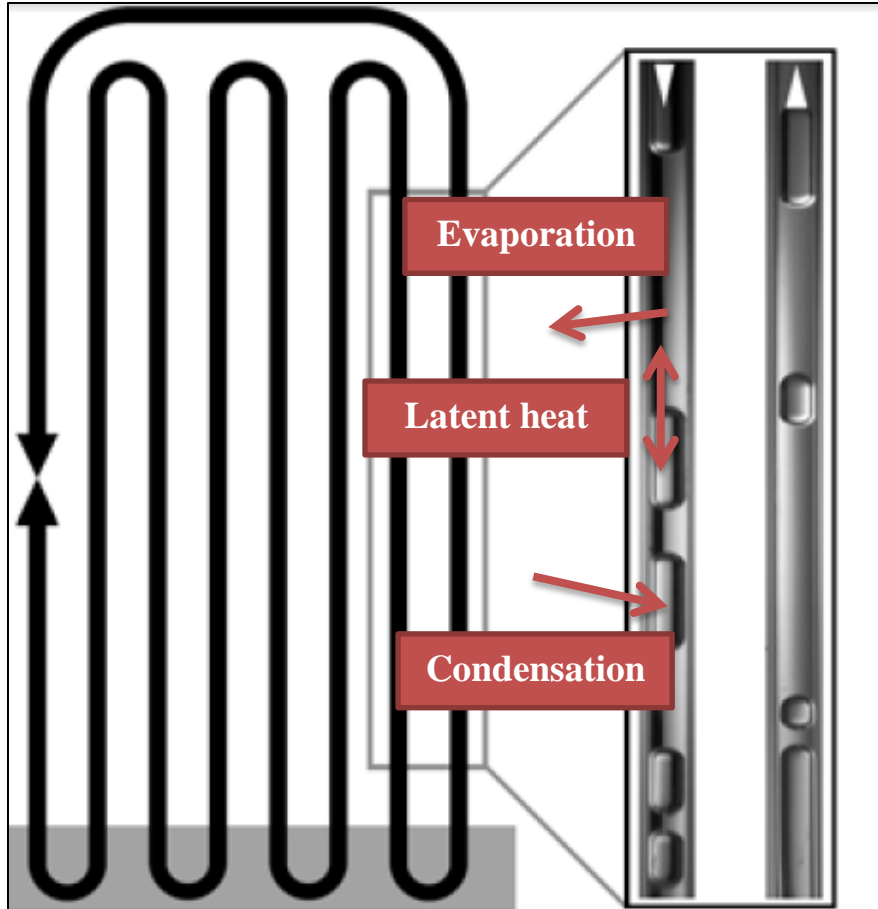
✓ انتقال حرارت در قسمت تبخیر

✓ انتقال حرارت در قسمت میعان

✓ انتقال حرارت محسوس

با توجه به شکل ۲-۸ این موارد در ادامه به صورت مورد به مورد بررسی می‌گردند.

²⁹ specific heat (constant volume)



شکل ۲-۹ انواع انتقال حرارت در لوله نوسانی

۲-۴-۱- انتقال حرارت در قسمت تبخیر

برای درک بهتر نحوه انتقال حرارت تبخیر در حالت فیلم نازک در قسمت بخارکننده^{۳۰} در شکل ۲-۶ مدل

فیزیکی این فرآیند آورده شده است. با توجه به [۱۰] باید معادله زیر در این زمینه برقرار باشد:

$$\frac{d}{dx}(\sigma\kappa - \varphi_d) = \frac{3\mu_l}{2\pi R\rho_l\delta^3} m_{i,ln} - \frac{Q}{h'_{fg}} \quad (۸-۲)$$

که در آن κ منحنی فیلم نازک و φ_d فشار جداکننده^{۳۱} است. بعلاوه مقدار μ_l ویسکوزیته دینامیک^{۳۲}،

³⁰ Evaporator section

³¹ disjoining pressure

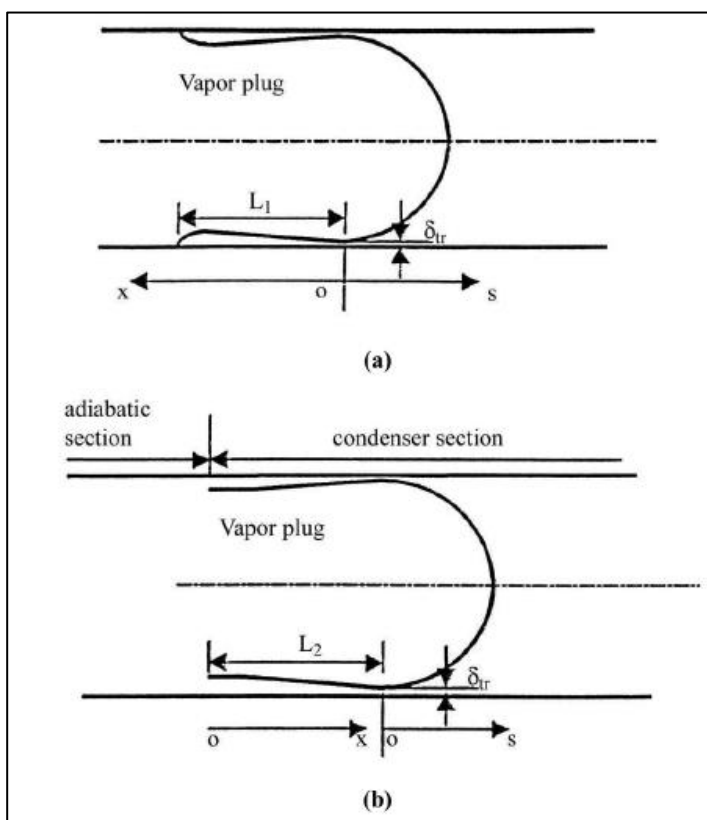
³² dynamic viscosity

مقدار δ مربوط به ضخامت لایه با توجه به شکل ۲-۶ می‌باشد. و پارامتر Q شدت حرارت^{۳۳} منتقل شده است که از معادله زیر به دست می‌آید:

$$Q = 2\pi R \int_0^{L_1} \frac{\kappa(T_h - T_{vi})}{\delta} ds \quad (9-2)$$

همانطور که مشخص است در معادله بالا از سطح حباب یک انتگرال گرفته شده است دقت آن بستگی به دقت مدل کردن حباب دارد و پارامتر h'_{fg} هم مربوط به گرمای نهان اصلاح شده می‌باشد که به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۳۴]:

$$h'_{fg} = h_{fg} - 0.68C_{PL}(T_h - T_{vi}) \quad (10-2)$$



شکل ۲-۱۰ شرایط انتقال حرارت در حباب بخار در لوله‌های نوسانی

شرایط مرزی در این مسئله با توجه به شکل ۲-۶- a به صورت زیر می‌باشد [۲۷]:

³³ heat transfer rate

$$\frac{d\delta}{dx} = 0, \quad \frac{d^2\delta}{dx^2} = \frac{1}{R-\delta} \quad x = 0 \quad (\text{a-11-2})$$

$$\delta = \delta_0, \quad \frac{d\delta}{dx} = \tan \alpha \quad x = L_1 \quad (\text{a-11-2})$$

مقدار ضخامت لایه فیلم نازک با توجه به بعد x به صورت یک چندجمله ای در نظر گرفته می شود، بعلاوه

شرایط مرزی بالا نیز داخل معادلات قرار داده می شود. نهایتاً نتیجه زیر برای معادلات حاصل می گردد:

$$\rho_l R_g T_{vi} b \ln\left(\frac{\delta_{tr}}{\delta_0}\right) + \sigma \frac{\delta_0 - \delta_{tr}}{(R - \delta_0)(R - \delta_{tr})} - \frac{6L_1 \tan \alpha - 12\delta_0 \delta_{tr}}{L_1^2} = \frac{3\mu_L}{2\pi R \rho_l} \int_0^{L_1} \frac{1}{\delta^3} (m_{l,in} - \frac{Q}{h'_{fg}}) ds \quad (\text{12-2})$$

برای شدت انتقال جرم مایع در $x = L_1$ بر اساس تعادل کلی انرژی رابطه زیر برقرار می باشد:

$$m_{l,in} = \frac{Q}{h'_{fg}} \quad \text{in} \quad x = L_1 \quad (\text{13-2})$$

بنابراین یا توجه به معادلات ۱۲ و ۱۳ می توان رابطه ی زیر را برای انتقال حرارت لایه فیلم به دست آورد:

$$Q_{e1} = 2\pi R \kappa (T_h - T_{vi}) \int_0^{L_1} \frac{1}{\delta} dx \quad (\text{14-2})$$

علاوه بر معادله بالا باید انتقال حرارت در قسمت هلالی^{۳۴} شکل حباب نیز مورد بررسی قرار گیرد.

ضخامت در قسمت نقطه انتقال^{۳۵} به صورت زیر حساب می شود.

$$\delta_m = R - \sqrt{(R - \delta_{tr})^2 + S^2} \quad (\text{15-2})$$

بنابراین مقدار انتقال حرارت از رابطه زیر حساب می گردد:

$$Q_{e2} = 2\pi R \kappa (T_h - T_{vi}) \int_0^{R-\delta_{tr}} \frac{1}{\delta_m} dx \quad (\text{16-2})$$

بنابراین مقدار انتقال حرارت کلی در این قسمت از رابطه زیر به دست می آید:

$$Q_{eva} = Q_{e1} + Q_{e2} \quad (\text{17-2})$$

۲-۴-۲- انتقال حرارت در قسمت میعان

شکل b-۶-۲ شرایط فیزیکی مسئله را در این قسمت بیان می دارد. با توجه به این شکل می توان معادلات

³⁴ meniscus

³⁵ transition point

را به صورت زیر بیان نمود:

$$\frac{\sigma h_{fg} \rho_l}{3\mu_l} \left[\delta^3 \left(\frac{d^3 \delta}{dx^3} + \frac{1}{(R-\delta)^2} \frac{d\delta}{dx} \right) \right] = \kappa (T_{vi} - T_c) \int_0^S \frac{1}{\delta} ds \quad (18-2)$$

شرایط مرزی در این مسأله با توجه به شکل ۲-۶-۶ b به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{d\delta}{dx} = 0, \quad \frac{d^2\delta}{dx^2} = 0 \quad x = 0 \quad (a-19-2)$$

$$\frac{d\delta}{dx} = 0, \quad \frac{d^2\delta}{dx^2} = \frac{1}{R-\delta_{tr}} \quad x = L_2 \quad (a-19-2)$$

مقدار ضخامت لایه فیلم نازک با توجه به بعد x به صورت یک چندجمله‌ای در نظر گرفته می‌شود، بعلاوه

شرایط مرزی بالا نیز داخل معادلات قرار داده می‌شود. نهایتاً نتیجه زیر برای معادلات حاصل می‌گردد [۲۸]:

$$\frac{\sigma h_{fg} \rho_l}{3\mu_L} \left(\frac{\delta_{tr}^3}{R-\delta_{tr}} \right) = \kappa_L (T_{vi} - T_c) \int_0^{L_2} \frac{1}{\delta} dx \quad (20-2)$$

بنابراین با توجه به معادلات ۲۰ و ۱۹ می‌توان رابطه‌ی زیر را برای انتقال حرارت لایه فیلم به دست آورد:

$$Q_{c1} = 2\pi R \kappa (T_{vi} - T_c) \int_0^{L_2} \frac{1}{\delta} dx \quad (21-2)$$

علاوه بر معادله بالا باید انتقال حرارت در قسمت هلالی شکل حباب نیز مورد بررسی قرار گیرد.

ضخامت در قسمت نقطه انتقال به صورت زیر حساب می‌شود.

$$\delta_m = R - \sqrt{(R - \delta_{tr})^2 + S^2} \quad (22-2)$$

بنابراین مقدار انتقال حرارت از رابطه زیر حساب می‌گردد [۲۹]:

$$Q_{c2} = 2\pi R \kappa (T_{vi} - T_c) \int_0^{R-\delta_{tr}} \frac{1}{\delta_m} dx \quad (23-2)$$

بنابراین مقدار انتقال حرارت کلی برای میعان از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$Q_{cond} = Q_{c1} + Q_{c2} \quad (24-2)$$

۲-۴-۳- انتقال حرارت در قسمت محسوس

انتقال حرارت در لوله‌های نوسانی به صورت انتقال حرارت کلی از قسمت‌های تحت حرارت به قسمت‌های

خنک شونده، تعبیر می‌گردد. یک قسمت از این انتقال حرارت مربوط به تبخیر در قسمت گیرنده حرارت و قسمت دیگر مربوط به میعان در قسمت خنک شونده است، که در قسمت‌های قبلی محاسبه گردیدند. قسمت دیگر را می‌تواند انتقال حرارت میان دیواره لوله و مایع به صورت انتقال حرارت تک فاز^{۳۶} دانست. مقدار انتقال حرارت برای هر واحد حباب بخار به صورت زیر حساب می‌گردد [۳۰]:

$$Q_{in,vi} = m_{evp,vi} h_{fg} \quad (a-25-2)$$

$$Q_{out,vi} = m_{cond,vi} h_{fg} \quad (a-25-2)$$

در این حالت انتقال حرارت تک فاز معادله انرژی به صورت زیر در خواهد آمد:

$$\frac{1}{\alpha_l} \frac{dT_{li}}{dt} = \frac{d^2 T_{li}}{dx^2} - \frac{h_{l,sen} \pi D}{\kappa A} (T_{li} - T_w) \quad (26-2)$$

که در معادله بالا T_w دمای دیوار و T_{li} دمای مایع می‌باشد. مقدار $h_{l,sen}$ نیز ضریب انتقال حرارت سطح می‌باشد و پارامتر α_l مربوط به ضریب رسانایی و جنس ماده جامد می‌باشد.

$$T_{li} = T_{vi} \quad x = X_{re}, i \quad (a-27-2)$$

$$T_{li} = T_{v(i+1)} \quad x = X_{le}, (i + 1) \quad (a-27-2)$$

با توجه به آنکه مقدار عدد رینولدز در قطره سیال بسیار متفاوت از حالت لایه ای^{۳۷}، حالت گذار و حالت جریان مشوش^{۳۸} را دارد، مقدار ضرایب انتقال حرارت بسیار متفاوت خواهد بود و این مقدار به صورت تجربی^{۳۹} به دست می‌آیند و روابط آن استفاده می‌شود.

حرارت منتقل شده به قطرات و خارج شده از آنان به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$Q_{in,li} = \int_{X_{re}(i)}^{X_{re}(i+1)} \pi D h_x (T_{lix} - T_w) dx \quad T_{li} \geq T_w \quad (a-28-2)$$

$$Q_{out,li} = \int_{X_{le}(i)}^{X_{le}(i+1)} \pi D h_x (T_w - T_{lix}) dx \quad T_{li} \leq T_w \quad (b-28-2)$$

³⁶ single-phase heat transfer

³⁷ laminar

³⁸ turbulent flow

³⁹ Empirical correlations

۵-۲ جمع بندی نحوه توزیع انتقال حرارت، فشار و سرعت

با توجه به آنچه آورده شد برا توزیع فشار و همچنین سرعت داخل لوله‌های نوسانی از روابط (۷-۲) می‌توان استفاده نمود. برای محاسبه مقدار انتقال حرارت کلی ورودی و خروجی به لوله‌های نوسانی از رابطه زیر می‌توان استفاده نمود که بر اساس معادلات (۲۸-۲) و (۲۴-۲) و (۱۷-۲) می‌باشند که به صورت زیر حساب می‌شود:

$$Q_{total,in} = \sum_{i=1}^N Q_{evp,iv} + \sum_{i=1}^{N-1} Q_{in,li} \quad (a-۲۹-۲)$$

$$Q_{total,out} = \sum_{i=1}^N Q_{cond,iv} + \sum_{i=1}^{N-1} Q_{out,li} \quad (b-۲۹-۲)$$

شایان ذکر است این رابطه بر اساس تعداد رفت و برگشت‌های لوله نوسانی می‌باشد.

۵-۲- شبیه‌سازی و حل عددی یک نمونه در نرم افزار متلب

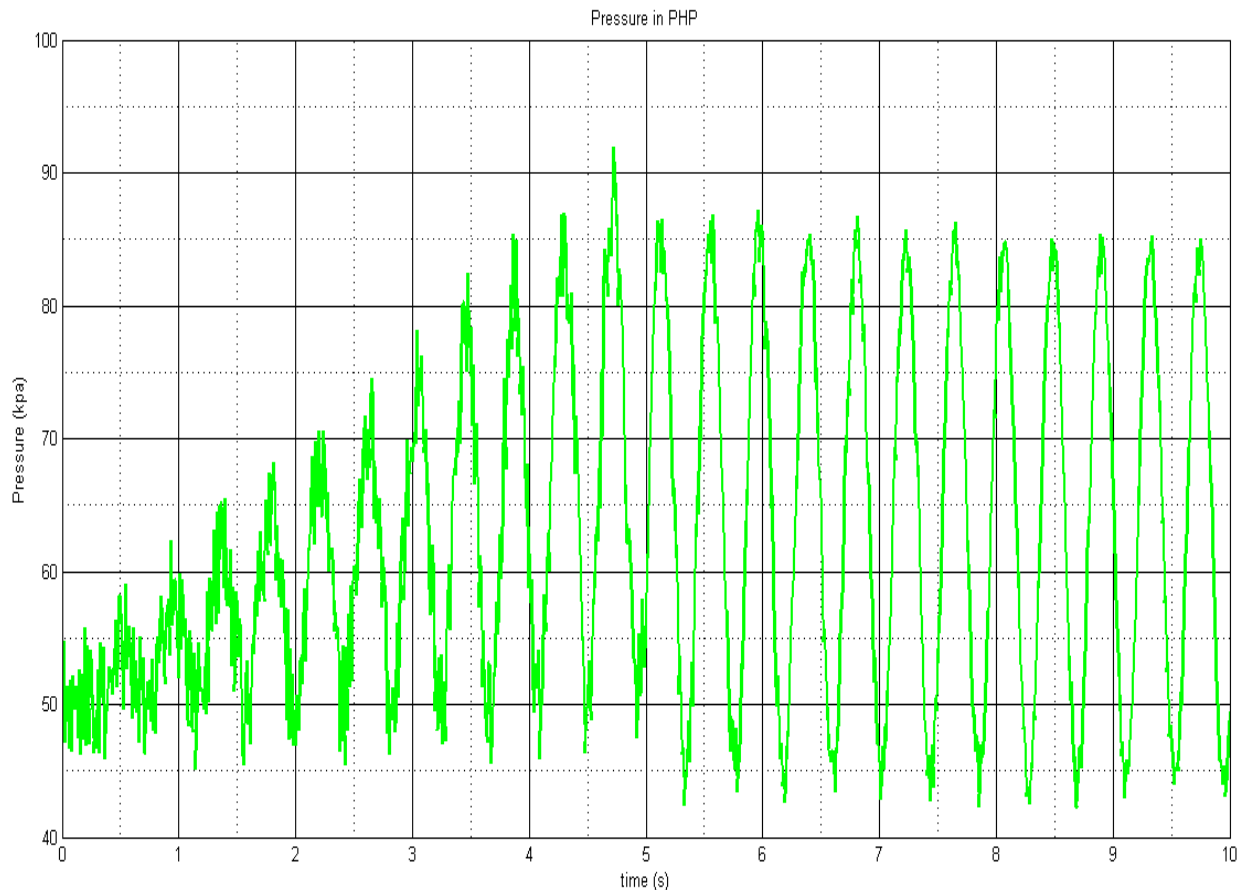
با توجه به روابطی که در قسمت قبلی آورده شد می‌توان مسئله را به صورت گرادیانی و در فاصله dt بررسی نمود و در هر لحظه مقادیر قدیمی را با مقادیر جدید جایگزین نمود. با استفاده از مش‌بندی دقیق و حل معادلات دیفرانسیل در نرم افزار متلب می‌توان به پاسخ‌های اولیه در شبیه‌سازی رسید. در این شبیه‌سازی موارد به صورت عددی وارد گردیده است:

واحد	مقدار	پارامتر مورد نظر
	اتانول	سیال مورد استفاده
Kpa	۵۰	فشار اولیه حباب بخار
C	۸۰	دمای اولیه حباب بخار
%	۷۰	درصد پر شدن
M	۳	طول کلی
	۱۸	تعداد رفت و برگشت ها لوله
M	۰.۰۹	طول هر حباب بخار
C	۱۸۰	دمای دیواره لوله در قسمت گرم
C	۲۰	دمای دیواره لوله در قسمت سرد
M	۰.۰۰۲	قطر
M	۰.۴	طول قسمت سرد کننده
M	۰.۵	طول قسمت گرم کننده
C	۳۰	دمای اولیه مایع

جدول ۱-۲ جدول مربوط مقادیر اولیه به جهت شبیه سازی در نرم افزار متلب

با توجه به این شبیه سازی نتایج زیر برای دما و فشار و سرعت سیال برای اولین شاخه به دست آمد که در

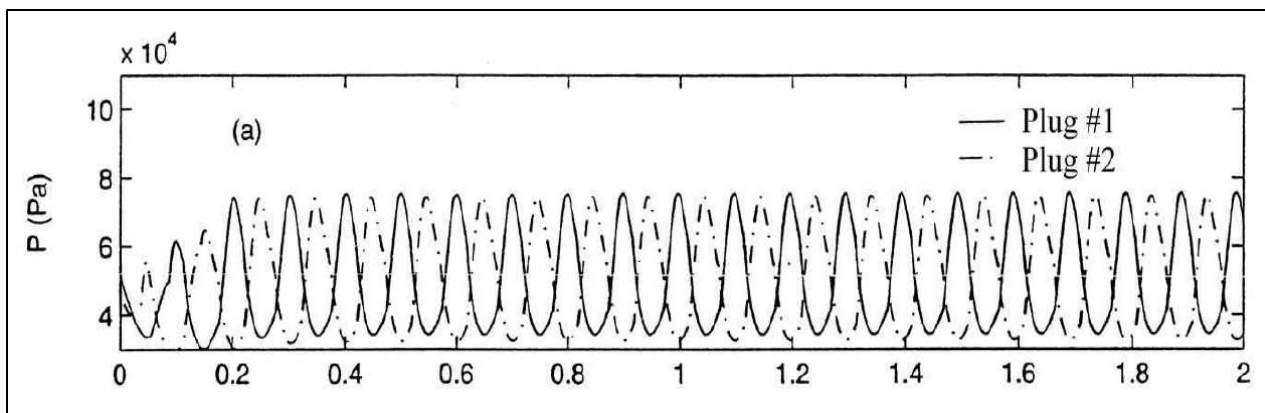
شکل ۷-۲ الی ۱۲-۲ مشاهده می گردد.



شکل ۲-۱۱ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع فشار در لوله نوسانی مطابق با مشخصات جدول ۱.۲

در شکل ۲-۷ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع فشار آورده شده است. همانطور که مشخص است این فشار نسبی می‌باشد و با توجه به نوسانات آن میتوان نتیجه گرفت که حرکت داخل لوله‌ها از این تغییر فشار حاصل می‌گردد. به جهت مقایسه با کارهای قبلی میتوان نتایج را با کار عملی ارایه گردیده در منبع [۳۳] از شفیعی مقایسه نمود. نوسانات در هر دو شبیه‌سازی پس از ۰.۱ ثانیه رخ می‌دهد. از هر دو مدل‌سازی می‌توان نتیجه گرفت که که فشار حباب بخار در ابتدای کار به صورت صعودی افزایش می‌یابد تا به مقدار بیشته خود برسد و سپس با توجه به نوسانات جریان در مدل، شروع به نوسان می‌کند.

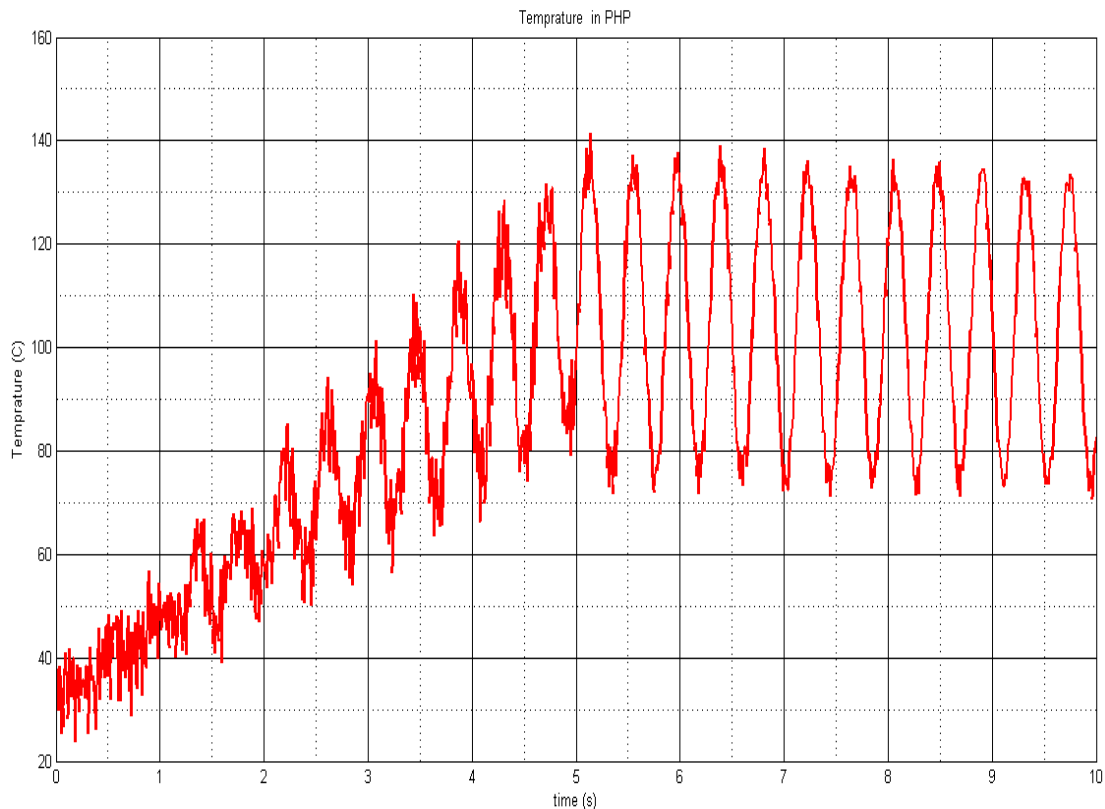
البته با توجه به آنکه در مدل شفیعی دارای دو نوسان در لوله است دامنه نوسانات بسیار کمتر می‌باشد و همچنین در زمان کوتاه‌تری به حالت دایم می‌رسد.



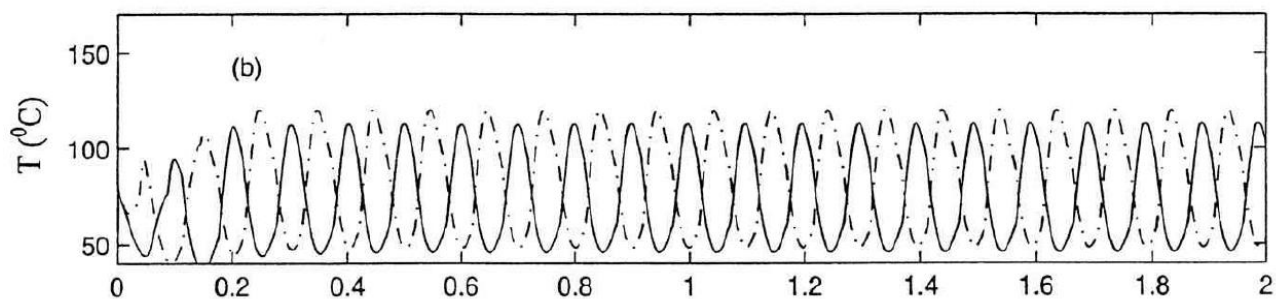
شکل ۲-۱۲ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع فشار در لوله نوسانی در [۳۳].

در ادامه، شکل ۲-۹ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع دما را نشان می‌دهد. محور عمودی بیانگر دما در واحد درجه سانتی‌گراد است و محور افقی زمان را بر حسب ثانیه بیان می‌کند. با توجه به شبیه‌سازی این مورد در منبع [۳۳] می‌توان شکل‌های ۲-۹ و ۲-۱۰ را با هم مقایسه نمود.

با توجه به این دو شکل می‌توان دریافت که دما تا مقدار مشخصی به حالت نوسانی افزایش می‌یابد و حول یک مقدار مشخص نوسان می‌نماید. این مقدار مشخص را می‌توان دمای بخش تبخیرکننده دانست و نوسانات آن حاصل از حرکت جریان در شاخه می‌باشد. با توجه به آنکه پارامترهای شبیه‌سازی در این دو کار متفاوت هستند، مقدار میانگین‌ها باهم فرق دارند. به عنوان مثال در شبیه‌سازی انجام شده در این تحقیق این مقدار میانگین حدود ۱۱۵ درجه سانتیگراد است در حالیکه شرایط منبع [۳۳] میانگین دمایی ۹۰ درجه سانتیگراد را نشان می‌دهد.



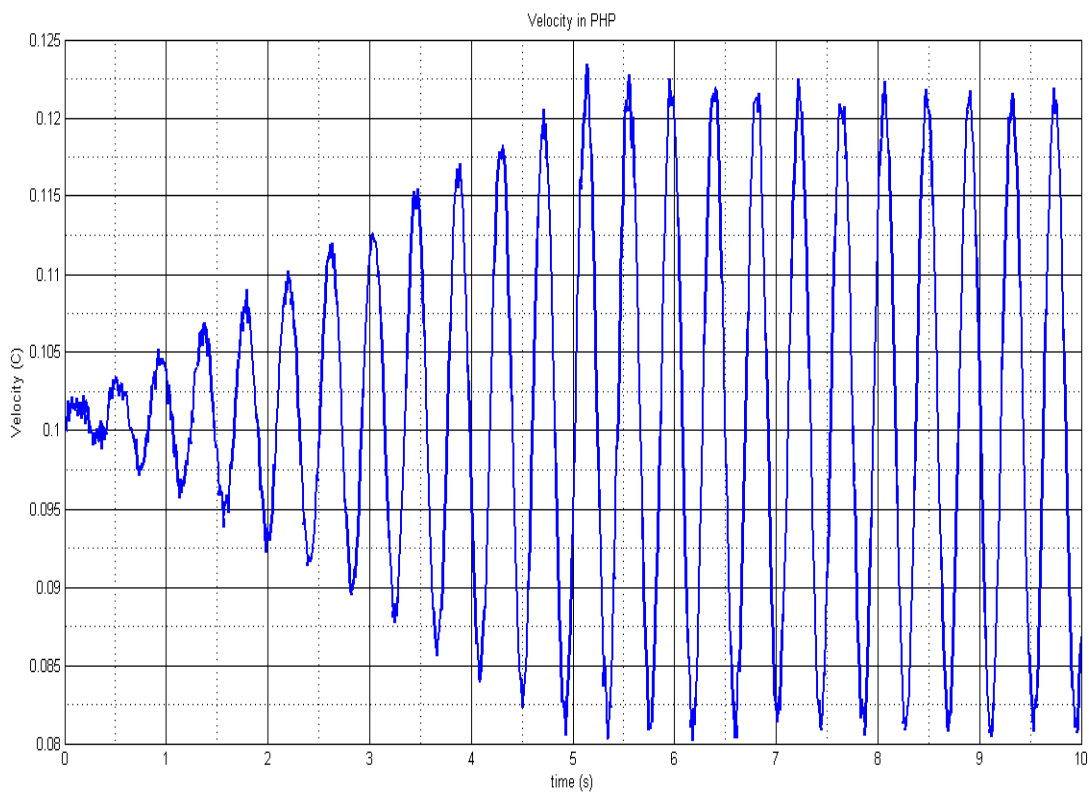
شکل ۲-۱۳ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع دمای لوله نوسانی مطابق با مشخصات جدول ۲-۱.



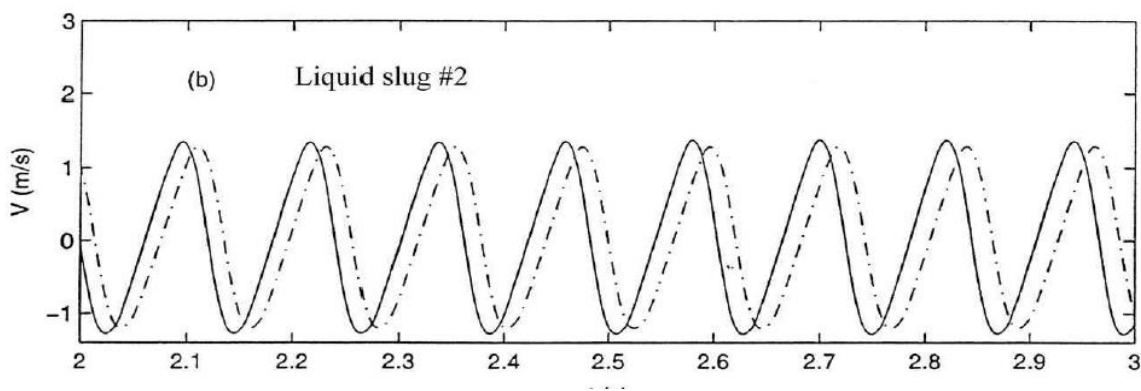
شکل ۲-۱۴ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع دما در لوله نوسانی در [۳۳].

با توجه به همین شرایط و در جهت مقایسه سرعت در لوله‌ها شکل ۲-۱۱ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای توزیع سرعت را نمایش می‌دهد. محور عمودی بیانگر سرعت برحسب متر بر ثانیه است (البته با توجه به محاسبات بایستی در عدد ده ضرب گردد) و محور افقی زمان را بر حسب ثانیه بیان می‌کند. به جهت اعتباردهی به شبیه‌سازی به دست آمده [۳۳] می‌توان شکل های ۲-۱۱ و ۲-۱۲ را با هم مقایسه نمود. شایان ذکر است که

در شکل ۲-۱۲ مسئله به حالت دایمی رسیده است، دلیل این اختلاف زمان در رسیدن به حال دایمی و همچنین بیشتر بودن نوسانات، تعداد کمتر لایه های مورد استفاده در این شبیه سازی است.



شکل ۲-۱۱ نتایج حاصل از شبیه سازی برای توزیع سرعت سیال در لوله نوسانی مطابق با مشخصات جدول ۲-۱.



شکل ۲-۱۲ نتایج حاصل از شبیه سازی برای بخش از توزیع سرعت در لوله نوسانی در [۳۳].

با توجه به آنچه آورده شد، این فصل مدل مبدل حرارتی لوله نوسانی را به صورت تئوری با توجه به انتقال حرارت هدایتی بررسی نمود. فصل بعدی شامل توضیحات تئوری در زمینه مدلسازی تاثیر انتقال حرارت تابشی بر روی مبدل حرارتی لوله نوسانی خواهد بود.

فصل سوم

تحليل تئوری - انتقال حرارت تشعشی

۳-۱- تحلیل تئوری لوله‌های حرارتی نوسانی-انتقال حرارت تشعشی

همانطور که در بخش‌های قبلی بیان گردید، ساختار مبدل حرارتی لوله نوسانی دارای دو کانال گرم و سرد می‌باشد. در کانال گرم، حرارت از محیط اطراف به سیال منتقل شده و در کانال سرد، هوای اطراف حرارت را از لوله می‌گیرد. در بخش قبلی بخش اعظم این انتقال حرارت مدل‌سازی گردید و خروجی‌های اولیه از این مدل‌سازی به دست آمد. یک قسمت از انتقال حرارت که در مبدل‌های حرارتی بررسی نمی‌گردد اثر انتقال حرارت تشعشی بر روی لوله‌ها از دیواره کانال می‌باشد. همچنین تابش لوله‌های کنار هم بر روی یکدیگر می‌تواند شامل بخش زیادی از انتقال حرارت باشد. البته عکس تمامی این موارد در قسمت کانال سرد نیز وجود دارد اما با توجه به آنکه معمولاً در کانال سرد دما بسیار پایین می‌باشد و تقریباً لوله‌ها با محیط هم دما می‌شوند، از آن مقدار انتقال حرارت در سیستم می‌توان صرف نظر نمود.

اما با توجه به این توضیحات، فصل حاضر شامل مدل‌سازی انتقال حرارت تشعشی از دیواره کانال به تمامی لوله‌ها می‌باشد. در این حالت چهار دیواره وجود دارد که دو دیواره موازی با لوله‌ها نقش اصلی را بازی می‌کند. بنابراین در ادامه معادلات حاکم بر این حالت تابش تحلیل گردیده و مقدار انتقال حرارت تشعشی به صورت تقریبی محاسبه می‌گردد. البته این مقدار بسیار کمتر از آن است که بتوان در محاسبات دما و فشار آنرا دخیل نمود و در نظر گرفتن آن در محاسبات راندمان دقت را افزایش می‌دهد.

۳-۲- بررسی انتقال حرارت تشعشی

در تحقیقات گذشته مبدل حرارتی لوله نوسانی از انتقال حرارت تشعشع صرف نظر شده است در صورتی که انتقال حرارت تشعشی نقش مهمی را در نرخ انتقال حرارت کلی مجموعه ایفا می‌کند. علی‌الخصوص اگر مجموعه به صورت پره‌دار و یا با المنت‌های گرمایی طراحی گردد. برای بررسی انتقال حرارت تشعشی شرایط کلی در این زمینه به اختصار آورده می‌شوند. سپس معادلات حاکم بر شرایط آن ارائه می‌گردد که شامل محاسبه انتقال حرارت تشعشی از دیواره کانال به تمامی لوله‌های مبدل در قسمت تبخیرکننده می‌باشد. در حقیقت با

مسئله مقدار تشعشع جذب شده توسط یک جسم داخل اتاق یکسان است و در محفظه و انتقال حرارت تشعشع بین سطوح گرم و سرد است.

برای ساده‌سازی مسئله در نظر گرفته می‌شود که شرایط تمامی لوله‌ها یکسان است و بررسی هر کدام از آن‌ها نتایج را برای کل سلول‌ها به ارمغان خواهد آورد. شایان ذکر است که محاسبات انتقال حرارت تشعشعی بین سطوح و ضریب دیده‌ها به کمک تقریب اجزای مرزی و روش مونته کارلو بدست آمده‌اند. در ادامه اشاره مختصری به نحوه تعاریف اولیه انتقال حرارت تشعشعی می‌گردد.

۳-۲-۲- تعاریف اولیه انتقال حرارت تشعشعی

تشعشع، انرژی ساطع شده از سطح سیال به صورت امواج الکترومغناطیس و به دلیل تغییرات الکتریکی اتم‌ها و مولکول‌هاست. بر خلاف هدایت و جابجایی، انتقال حرارت تشعشعی نیازی به محیط مادی ندارد. ماکزیمم انرژی تشعشعی که می‌تواند از سطح یک جسم با دمای مطلق، T (کلوین) تابیده شود، توسط قانون استفان-بولتزمن برابر است با [۴۲]:

$$Q_{emit,max} = \sigma A_s T_s^4 \quad (۱-۳)$$

که σ قابلیت انتشار سطح با مساحت A_s است که مقدار عددی آن بین صفر و یک است. قابلیت انتشار جسم سیاه برابر با یک بوده و هرچه جسم مورد نظر، از جسم سیاه بیشتر فاصله بگیرد، این ضریب به سمت صفر میل می‌کند. از ویژگی مهم دیگر سطح در تشعشع، قابلیت جذب آن است. ضریبی است که بیان می‌کند چه کسری از انرژی تابشی رسیده شده به سطح جسم توسط آن دریافت می‌شود. مقدار عددی این ضریب نیز بین صفر و یک می‌باشد. مشابه قابلیت انتشار، قابلیت جذب جسم سیاه نیز برابر با یک بوده و برای سایر اجسام کمتر از یک است [۴۳].

از تعاریف بسیار مهم‌تری که کاربرد بیشتری نیز دارد، ضریب دید می‌باشد. برای محاسبه تبادل تشعشع بین دو سطح، ابتدا ضریب دید را (که به آن ضریب وضعیت یا ضریب شکل نیز گویند) تعریف می‌کنیم. ضریب

دید F_{ij} کسری از تشعشع خروجی از سطح A_j است که توسط سطح A_i دریافت می‌شود. برای تعیین عبارت کلی F_{ij} ، سطوح A_i و A_j را که وضعیت آن‌ها به طور اختیاری است در نظر می‌گیریم. مساحت‌های جزئی هر سطح، dA_i و dA_j ، با خطی به طول R به هم وصل شده‌اند. این خط با عمودهای n_i و n_j وارده بر سطوح، به ترتیب، زوایای قطبی θ_i و θ_j را می‌سازد (شکل ۱-۳). مقادیر R ، θ_1 و θ_2 با تغییر مکان جزء مساحت روی A_j و A_i تغییر می‌کنند. از تعریف شدت تشعشع، معادله آهنگ تشعشعی را که از dA_i خارج و توسط dA_j دریافت می‌شود به صورت زیر می‌توان بیان کرد: [۴۴]

$$Q_{dA_1 \rightarrow dA_2} = I_1 \cos \theta_1 dA_1 d\omega_{12}$$

$$d\omega_{12} = \frac{ds}{r^2} = \frac{dA_2 \cos \theta_2}{r^2}$$

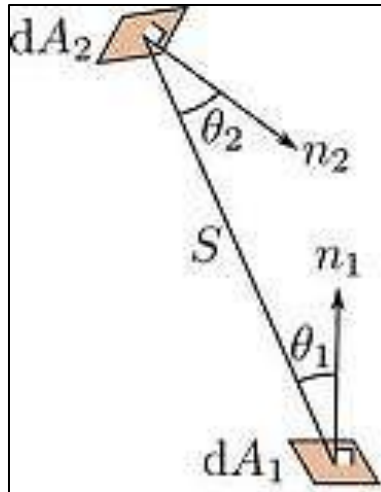
$$Q_{dA_1} = \int_{\text{semi-sphere}} Q_{dA_1 \rightarrow dA_2} = \pi I_1 dA_1$$

$$Q_{dA_1} = \iint_{A_1 A_2} \frac{I_1 \cos \theta_1 \cos \theta_2 dA_1 dA_2}{r_{12}^2}$$

$$F_{1 \rightarrow 2} = \frac{Q_{A_1 \rightarrow A_2}}{Q_{A_1}} = \frac{1}{A_1} \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r_{12}^2} dA_1 dA_2$$

$$F_{2 \rightarrow 1} = \frac{1}{A_2} \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r_{12}^2} dA_1 dA_2 \quad (۲-۳)$$

با برابر قرار دادن انتگرال‌ها رابطه مهم تقابل بدست می‌آید. در واقع برای تعیین یک ضریب دید از روی ضریب دید دیگر می‌توان از رابطه تقابل استفاده نمود. ضریب دید سطح نسبت به خود آن در سطوح صاف و محدب صفر و در سطوح مقعر کمتر از صفر می‌باشد.



شکل ۳-۱ نگارش پارامترهای مربوط به ضریب دید.

۳-۲-۳- شرایط انتقال حرارت تشعشی در مبدل حرارتی لوله نوسانی

جذب و صدور تشعشع در گازها بر خلاف سطوح جامد در محدوده‌ای کوچک از طول موجها صورت می‌گیرد. می‌توان گفت معمولاً گازهایی که دارای ساختمان قطبی هستند در دماهای پایین نسبت به تشعشع شفافند. در حالت کلی ضرایب صدور و جذب گازها پایین است. مثلاً ضریب نیتروژن و یا دی اکسید کربن کمتر از ۰.۱ است که اگر آن را با ضریب صدور دوده که ۰.۹۵ است مقایسه کنیم بسیار پایین است. در حالتی که مخلوط دو گاز را داشته باشیم تشعشع کلی مخلوط دو گاز کمتر از تشعشع هر گاز به صورت تنها خواهد بود، چون ممکن است هر یک از گازها نسبت به تشعشع گاز دیگر کدر باشد [۴۵].

قانون بیر^{۴۰} نشان می‌دهد زمانیکه اشعه تابشی از توده گازی عبور می‌کند به تدریج توان نشر آن کم می‌شود. قانون بیر نشان می‌دهد که این کاهش به صورت نمایی است. لازم به ذکر است که عامل تعیین کننده ضرایب صدور و جذب در یک فضا، تعداد کل مولکولهای تابشی موجود در آن فضا است. در شرایط مبدل حرارتی لوله نوسانی، سیال داخل فضای محفظه هوا است. بنابراین با اطمینان کامل می‌توان محیط واسط را شفاف در نظر گرفت. از آنجایی که هوا نقشی در انتقال حرارت تشعشع ندارد، تنها عامل انتقال حرارت تشعشع

⁴⁰ Beer

سطوح لوله‌ها و دیواره‌های کانال است. کلیه سطوح خاکستری و پخش کننده فرض شده‌اند. سطوح جامد طوری به سطوح کوچک تقسیم می‌شوند که می‌توان هر یک از سطوح کوچک را هم‌دما فرض کرد. حجم‌های محدود به طوری چیدمان شده‌اند که سطح مشترک حجم کنترل‌های ناحیه سیال و جامد بر روی هم قرار می‌گیرند [۴۶]. برای محاسبه شار تشعشعی نیاز است که دمای وجوه حجم کنترل‌هایی که بر روی سطوح جامد قرار دارند محاسبه گردد. بنابراین معادلات حاکم بر جذب حرارتی تشعشعی برای لوله‌ها به صورت زیر خلاصه خواهد شد:

$$\frac{\partial \theta}{\partial y} = Nr Q_R \quad (3-3)$$

که در آن $Q_R = \frac{q_r}{\sigma T_h^4}$ برابر دانسیته شار حرارتی بدون بعد است و ضریب Nr یا همان عدد تشعشع به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$Nr = \frac{\sigma T_h^4}{\left(\frac{k_f \Delta T}{b}\right)} \quad (4-3)$$

عدد تشعشع در حقیقت بیانگر قابلیت تشعشع به قابلیت جابجایی سطح می‌باشد. همانطور که ذکر شد سطوح پره‌ها و دیواره‌ها به سطوح کوچک که منطبق بر وجوه حجم کنترل‌های مشترک مرز جامد و سیال می‌باشند تقسیم شده است [۴۶]. با فرض دیفیوز و خاکستری بودن سطوح، دانسیته شار حرارتی به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_{r,i} = R_i - \sum_1^N R_j F_{i-j} \quad (5-3)$$

در معادله بالا N تعداد کل سطوح تشکیل دهنده محفظه و سطوح لوله‌هاست. با توجه به معادله (۵-۳) مقدار

R_i برای هر سطح A_i از حل معادله زیر بدست می‌آید:

$$\sum_1^N (\delta_{ij} - (1 - \epsilon_i) F_{i-j}) R_j = \epsilon_i \theta_i^4 \quad (6-3)$$

به ازای N سطح تشعشعی $\frac{N(N-1)}{2}$ ضریب دید لازم است. در اینجا ضریب دیدها به کمک روش نمونه کارلو محاسبه شده اند [۴۷]. روند کلی حل بدین صورت است که ابتدا معادله (۳-۳) حل می‌گردد تا مقدار انرژی دریافت شده از هر لوله با توجه به توزیع دمای به دست آمده محاسبه گردد. سپس بوسیله مقادیر توزیع دما و انتقال حرارت تشعشعی، نرخ انتقال حرارت تشعشع به کمک معادله زیر حساب می‌گردد [۴۸]:

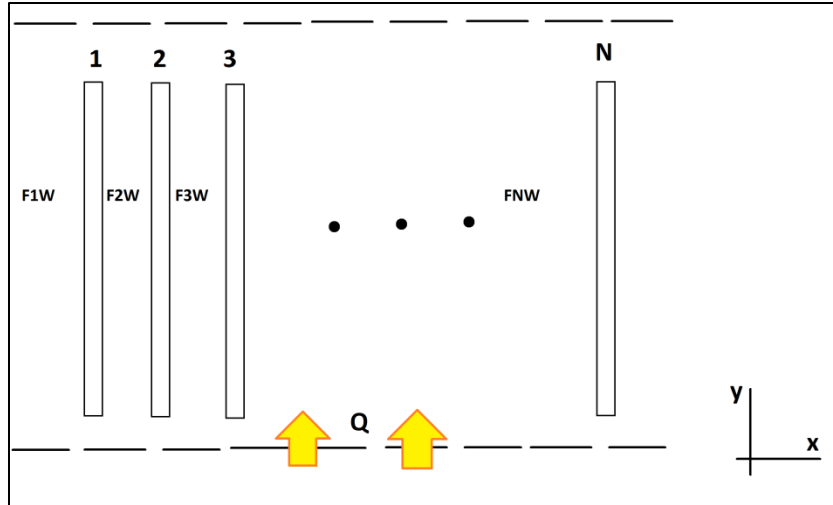
$$\dot{Q}_R = \frac{1}{A} \int_0^A Nr Q_R \quad (۷-۳)$$

۳-۲-۴- تعیین پارامترهای انتقال حرارت تشعشعی

با توجه به آنکه سیال موجود در کانالها هوا است، عدد تشعشع می‌تواند مقدار ۳.۳ تا ۲۰۰ را به خود بگیرد و به صورت میانگین مقداردهی می‌شود. همچنین تغییرات این عدد می‌تواند تاثیر مقدار تشعشع را کاهش یا افزایش دهد. شرایط اولیه مدل با شرایط اولیه سیستم در فصل قبل تفاوتی ندارد اما شرایط مرزی به صورت زیر تعیین می‌گردد:

$$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 1 \quad \text{at} \quad y = 0, y = 1 \quad (۸-۳)$$

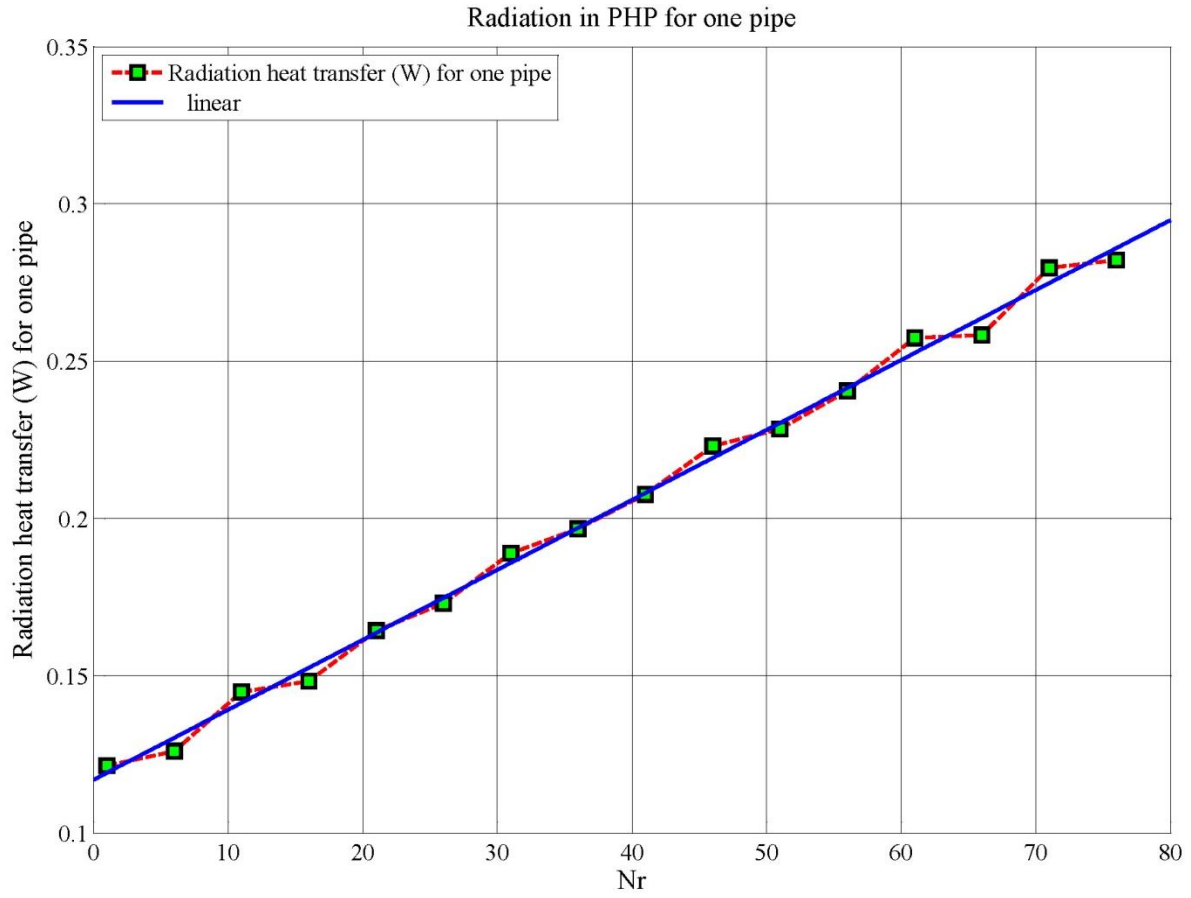
همچنین شکل کلی قرارگیری لوله‌ها در کانال به صورت شکل دو در نظر گرفته می‌شود.



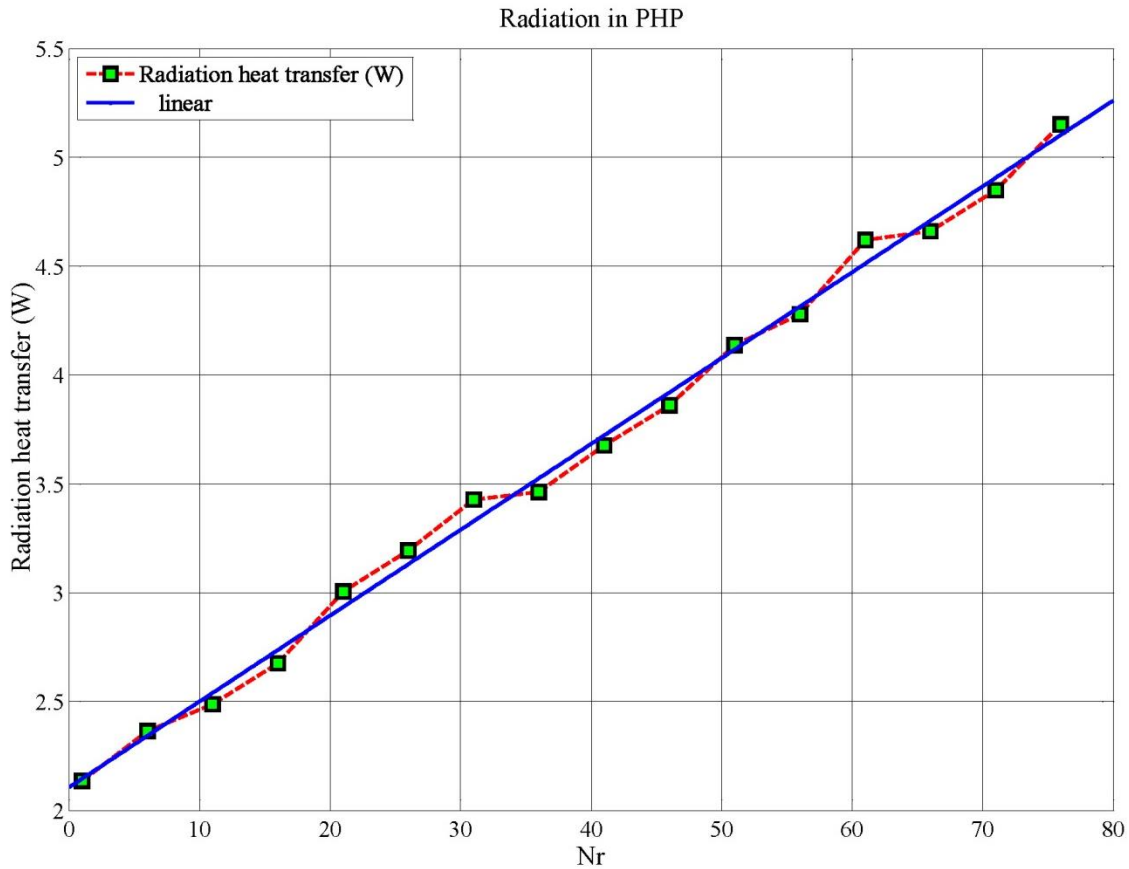
شکل ۳-۲- نحوه استقرار لوله‌ها در مبدل حرارتی نوسانی.

۳-۳- مدلسازی و ارزیابی نتایج

با توجه به شرایط و معادلات آورد شده، نتایج برای عدد تشعشع‌های متفاوت خروجی‌ها محاسبه گردیدند. در شکل ۳-۳ نتایج تنها برای یک لوله (لوله ابتدایی) آورده شده است و نمودار شکل 3-4 در حقیقت بیانگر تابش تجمعی برای تمامی لوله‌های می‌باشد. با توجه به مقایسه این دو شکل میتوان نتیجه گرفت که آنکه ضریب شکل لوله‌ها تقریباً دارای یک مقدار ثابتی است. همچنین افزایش عدد تشعشع منجر به افزایش مقدار تشعشع خواهد شد. علاوه بر این با توجه به خروجی‌ها به دست آمده می‌توان گفت در صورت افزایش ضرایب تشعشع لوله‌ها می‌توان افزایش مقدار کل شار تشعشعی را مقدور نمود.



شکل ۳-۳- مقدار انتقال حرارت تشعشی با توجه به عدد تشعشع برای یک لوله



شکل ۳-۴ - مقدار انتقال حرارت تشعشعی با توجه به عدد تشعشع برای کل مجموعه

همانطور که مشخص است حتی اگر عدد تشعشع در حدود ۲۰۰ در نظر گرفته شود، مقدار بیشینه حرارت تشعشعی کمتر از ۱۰ وات خواهد بود که کمتر از سه درصد کل سهم انتقال حرارات خواهد بود. با این حال این مقدار در محاسبات راندمان در نظر گرفته می شود تا بتوان شبیه سازی را به مدل ساخته شده نزدیکتر نمود. با توجه به آنچه آورده شده شد، این فصل مدل مبدل حرارتی لوله نوسانی را به صورت تئوری با توجه به انتقال حرارت تشعشعی بررسی نمود. فصل بعدی شامل شبیه سازی در نرم افزار فلونت و ارایه نتایج اولیه است.

فصل چهارم

شبیه‌سازی در نرم افزار فلونت

۴-۱- شبیه‌سازی لوله‌های حرارتی نوسانی

در این فصل به تحلیل مدل طراحی شده در نرم افزار فلونتت پرداخته می‌شود. این مدل که در یک نرم‌افزار سالی‌دورک^{۴۱} طراحی گردیده و در نرم افزار انسیس^{۴۲} مش‌بندی^{۴۳} شده است. از سه قسمت لوله نوسانی، قسمت گرم و قسمت سرد تشکیل شده است. در قسمت سرد و گرم سیال مورد استفاده هوا می‌باشد که سرعت آن حدود یک الی سه متر بر ثانیه در نظر گرفته می‌شود. برای سیال داخل لوله‌ها با توجه به جداول و لیست سیالات موجود و همچنین رژیم کاری سیال، جنس متناسب استفاده می‌گردد. حل مسئله به روش نیوتن بوده است و تمامی مراحل از ورود به نرم افزارها و گرفتن خروجی نهایی ارایه گردیده‌اند.

به جهت اعتبارسنجی و تطبیق مدل با تئوری نگارش شده در فصل‌های قبل، خروجی‌های شبیه‌سازی با تحقیق‌های قبلی مقایسه گردیده‌اند.

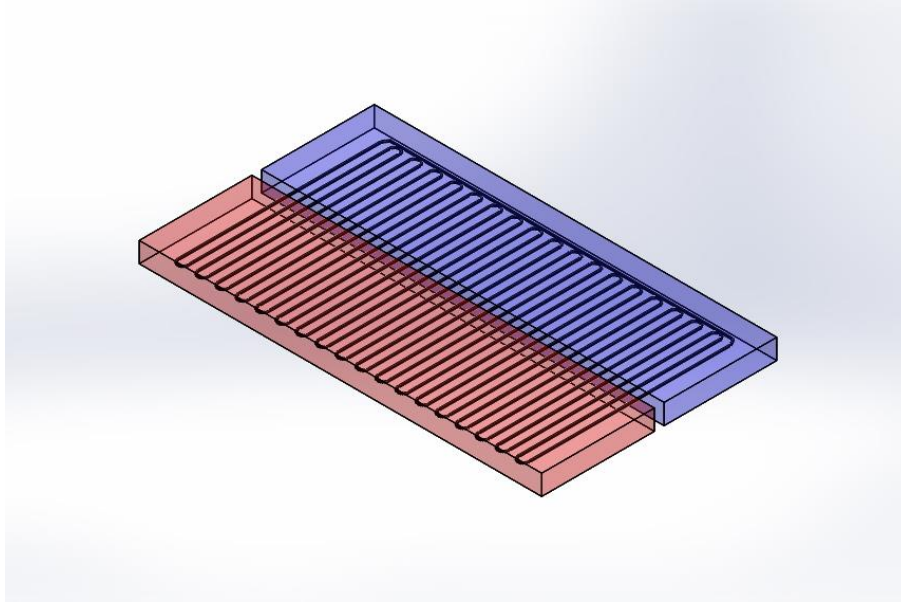
۴-۲- بررسی مدل اولیه

همانطور که در شکل ۴-۱ مشاهده می‌شود، مدل اولیه آورده شده است. در پیوست یک نقشه جزئی‌تر این مبدل آورده شده است. برای ساده سازی مسئله در نظر گرفته می‌شود که این قسمت‌ها به صورت یک‌نواخت در تمامی لوله‌ها قرار گرفته‌اند و بنابراین بررسی یک سلول نتایج را برای کل سلول‌ها به ارمغان خواهد آورد. اما با توجه به آنکه در این تحلیل تعداد نوسانات لوله‌ها زیاد می‌باشد. تمامی سیستم مورد تحلیل قرار گرفته است.

⁴¹ Solidworks

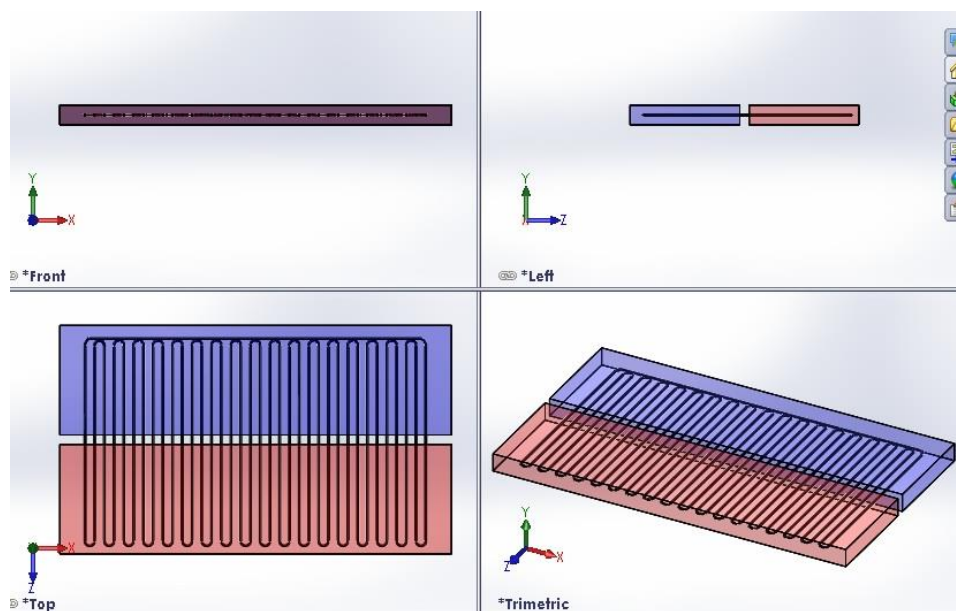
⁴² Ansys

⁴³ meshing



شکل ۴-۱- طراحی اولیه مبدل حرارتی نوسانی.

همانطور که در شکل ۴-۱ پیداست قسمت قرمز رنگ بیانگر بخش گرماگیر و قسمت آبی رنگ بیانگر بخش گرماده است. لوله‌های نوسانی دارای قطر ۴ میلی‌متر و ضخامت ۱ میلی‌متر هستند. عرض درگاه ورودی هوا در هر بخش ۲۸ سانتی‌متر در نظر گرفته شده است و ارتفاع آن ۵ سانتی‌متر می‌باشد. فاصله بین لوله‌ها تا دیواره از بالا ۲ سانتی‌متر و از طرفین ۸ سانتی‌متر می‌باشد. موارد جزئی در پیوست یک با عنوان نقشه جزئی مبدل ارایه گردیده است. در شکل ۴-۲ می‌توان جزئیات بیشتری از این مدل را مشاهده نمود.



شکل ۴-۲ مبدل حرارتی نوسانی طراحی شده.

با توجه به شکل ۴-۲ می توان نحوه قرار گرفتن مبدل را به صورت نمای از بالا دانست. همچنین نحوه مش بندی اجزا را می توان در شکل های ۴-۳ الی ۴-۶ مشاهده نمود. شرایط مش بندی نیز در جداول ۴-۱ الی ۴-۴ آورده شده است. همانطور که مشخص است المان ها در لوله ها بسیار کوچکتر از هوای اطراف می باشند که دقت مسئله را بسیار بالا می برد.

۴-۳- انتقال به نرم افزار فلوئنت

با توجه به شکل های ۴-۳ الی ۴-۴ قسمت های مش بندی شده به نرم افزار فلوئنت انتقال می یابد. با توجه به اینکه مدل برای پیاده سازی باید تمامی شرایط مطلوب را طی نماید، مرحله به مرحله تبیین شرایط مرزی و خروجی سیستم در ادامه تعریف می گردند.

۴-۳-۱- مش بندی

برای گرفتن بهترین جواب مش بندی نقش بسیار مهمی را ایفا می نماید. اگر مش با ابعاد بسیار کم زده شود معمولاً به جواب خوب می توان رسید، اما زمان حل مسئله بسیار بالا می رود و ابعاد بالای مش بندی دقت

حل مسئله را پایین می‌آورد. در ادامه برای به‌دست‌آوردن مش مطلوب به صورت خلاصه مروری بر شرایط مش‌بندی بهینه صورت می‌گیرد. کیفیت مش بر اساس عواملی که در ادامه می‌آید، تعیین می‌شود.

❖ نرخ همگرایی

نرخ همگرایی بیشتر، کیفیت مش را بالاتر می‌برد. این بدان معنی است که راه حل درست سریعتر به دست آمده است.

❖ دقت راه حل

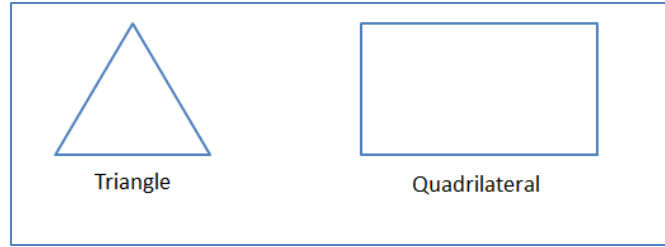
کیفیت مش بهتر یک راه حل دقیق تر تضمین می‌کند. برای بهبود کیفیت مش، ممکن است نیاز به اصلاح مش در مناطق خاصی از هندسه باشد.

❖ زمان و تعداد CPU مورد نیاز

زمان و تعداد CPU لازم هنوز یک عامل نامطلوب است. برای مش‌بندی مناسب، زمان و تعداد CPU مورد نیاز نسبتاً بزرگ است. شکل‌های مش‌بندی در صفحه به دو صورت مثلث و چهارگوش می‌باشد. در ادامه توضیحات این روش‌ها آورده شده است.

(۱) مش مثلث: این شکل سلول متشکل از ۳ طرف و یکی از ساده‌ترین انواع مش است. مش مثلثی از رایج‌ترین انواع مش در شبکه‌های بدون ساختار است.

(۲) مش چهارگوش: این شکل سلول است پایه ۴ طرفه یکی که در شکل سه نشان داده شده است. این رایج‌ترین در شبکه‌های ساخت یافته است.



شکل ۴-۳ انواع مش بندی در حالت دو بعدی.

در حالت سه بعدی روش‌های بیشتر برای مش بندی وجود دارد. از جمله مهمترین این روش‌ها که در

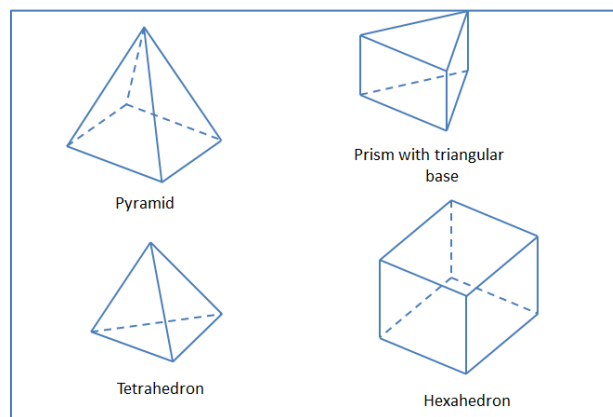
شکل ۴-۴ نیز مشاهده می‌گردد، به شرح زیر می‌باشد:

(۱) مش هرم: این به طور موثر به عنوان عناصر انتقال بین یک نوع از عناصر و دیگری در مش ترکیبی و شبکه استفاده می‌شود. در این پروژه نیز از این نوع مش استفاده گردیده است که دقت بسیار بالایی نیز دارد.

(۲) مش منشور با پایه مثلثی: مزیت این نوع مش بندی کارایی آن در حل مسایل لایه مرزی می‌باشد.

(۳) مش چهار ضلعی: در اغلب موارد مش حجم چهار ضلعی به طور خودکار تولید می‌شود.

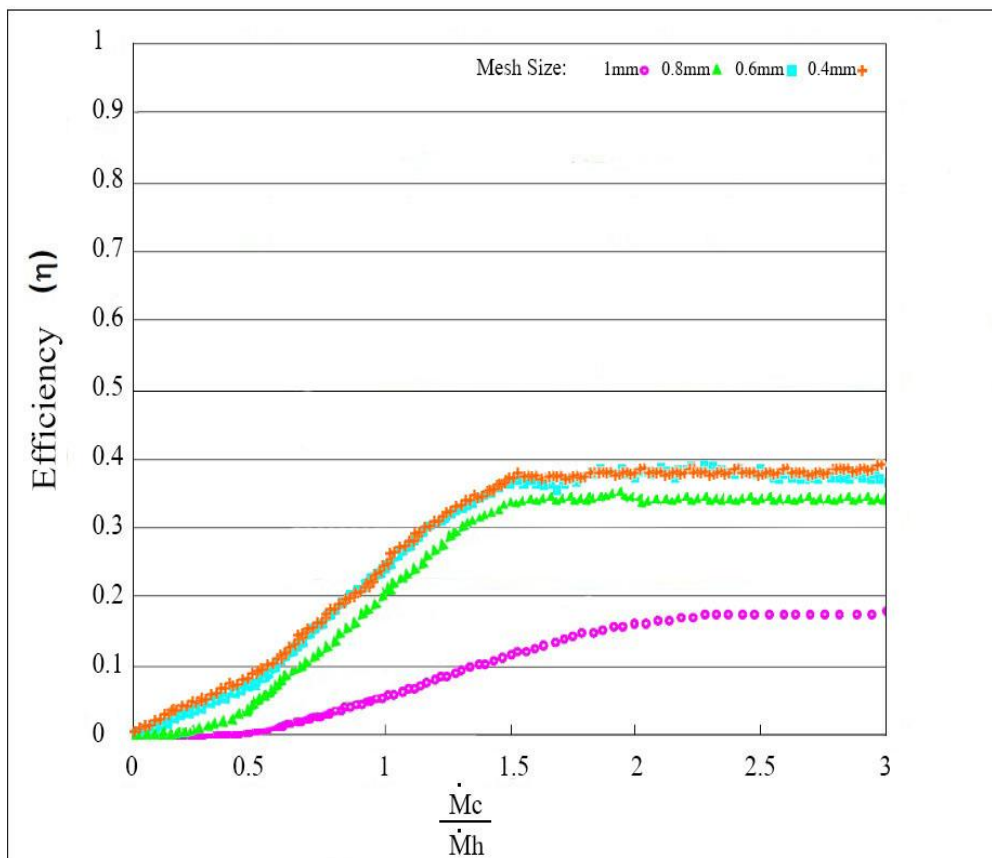
(۴) مش شش وجهی: معمولاً دقت و صحت راه حل در مش های شش گوش بالاترین است در شرایطی که این نوع مش بندی به ساختار هندسه مسئله نزدیک باشد.



شکل ۴-۴ انواع مدل های مش بندی در حالت سه بعدی.

۴-۳-۱- پیاده سازی مش بندی

پس از بررسی‌های انجام شده روی مدل مورد نظر، با سایزهای مختلف مش در لوله‌ها، مطابق شکل ۴-۵ مشاهده شد که مش ۰.۴ میلیمتر مطلوب است.

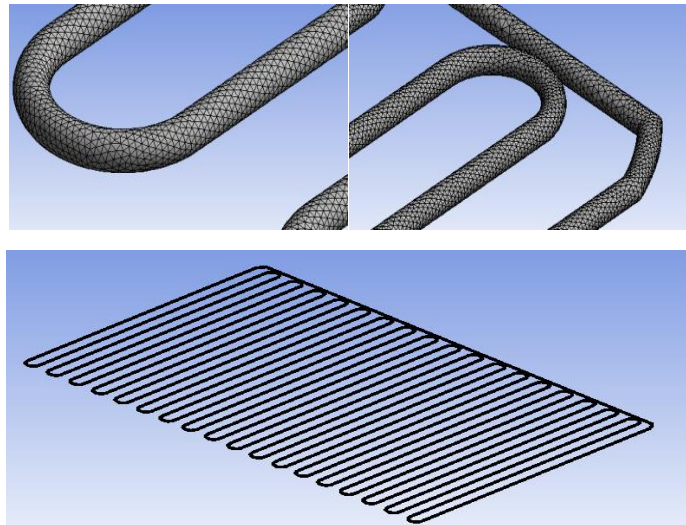


شکل ۴-۵ بررسی سایز مش در لوله‌ها

باتوجه به موارد بالا شرایط مش‌بندی برای لوله‌های مطابق با شرایط جدول ۴-۱ صورت می‌گیرد. همانطور که مشخص است ابعاد دانه‌های مش بسیار کوچک در نظر گرفته شده‌اند. تعداد گره‌ها نیز مقادیر بسیار بالایی می‌باشد که منجر به همگرایی بهتر مسئله می‌گردد. سایر پارامترهای مربوط نیز در این جدول آورده شده‌اند. نتیجه این مش‌بندی را می‌توان در شکل ۴-۶ مشاهده نمود. که از نمای دور و نزدیک لوله‌ها را نشان می‌دهد.

Object Name	<i>Pipes</i>
Properties	
Volume	3.9807e-004 m ³
Centroid X	0.38612 m
Centroid Y	-7.6056e-008 m
Centroid Z	-0.19134 m
Statistics	
Nodes	5318189
Elements	225424522
Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Coarse
Maximum Layers	5
Growth Rate	1.2

جدول ۴-۱ شرایط مش‌بندی برای لوله‌ها.

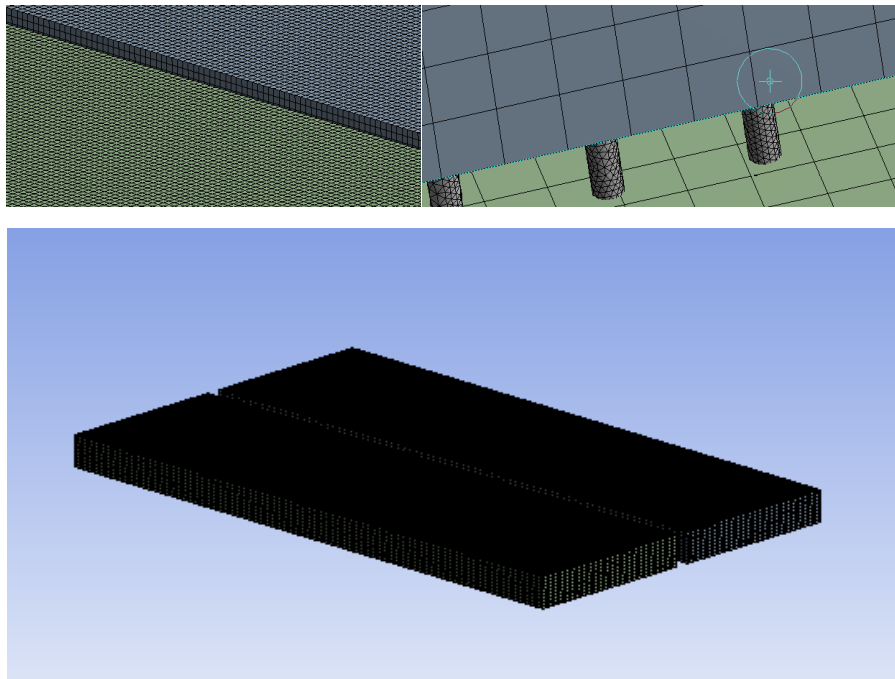


شکل ۴-۶ شرایط مش‌بندی لوله‌ها.

شرایط مش‌بندی لوله‌ها را در مبدل حرارتی می‌توان مشاهده نمود به همین منوال برای کانال‌های عبوری هوا نیز مش‌بندی صورت گرفته است و با توجه به آنکه شرایط مرزی در این کانال برای حل مسئله بسیار مهم می‌باشد مقادیر مش‌بندی آنها نیز به صورت مکعبی با مقادیر کوچک در نظر گرفته شده است.

Object Name	Channel
State	Meshed
Material	
Fluid/Solid	Defined By Geometry (Solid)
Bounding Box	
Length X	1. m
Length Y	5.e-002 m
Length Z	0.28 m
Properties	
Volume	1.4e-002 m ³
Centroid X	0.38706 m
Centroid Y	-3.2268e-019 m
Centroid Z	-3.7167e-002 m
Statistics	
Nodes	175274
Elements	۱۴۵۲۲۴۴

جدول ۴-۲ شرایط مش بندی کانال های عبوری هوای گرم و سرد.



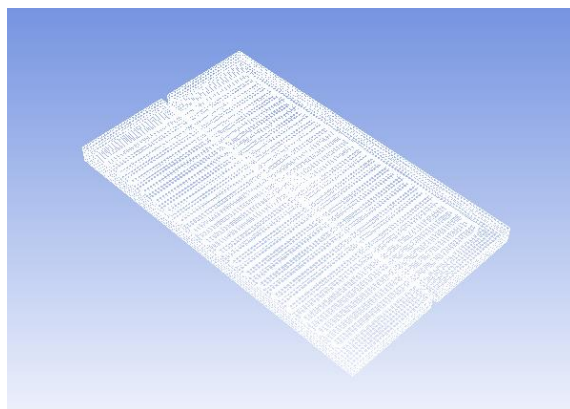
شکل ۴-۷ نتیجه مش بندی کانال ها عبوری هوا.

همانطور که در شکل ۴-۷ مشخص است نحوه مش بندی در لوله ها و کانال ها با هم تفاوت دارد و هر کدام

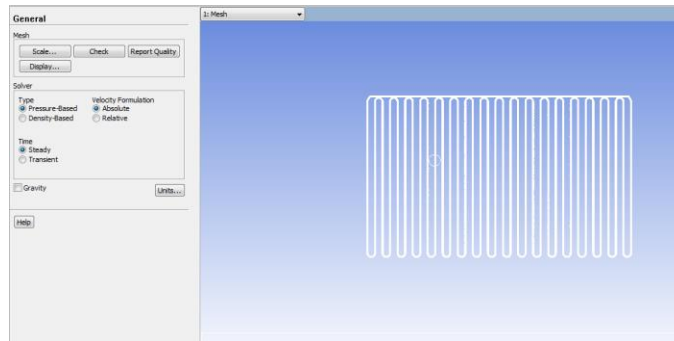
با توجه به عملکردی که دارند مش بندی شده‌اند. با توجه به انجام مش بندی می بایست شرایط حل مسئله در نرم افزار فلوئنت تعریف گردد تا بتوان به جواب مورد نظر دست پیدا کرد. شایان ذکر است رسیدن به جواب در شرایط مختلف و با پارامترهای مختلف امتحان گردیده است و نزدیکترین و بهترین جواب که تطابق بیشتری با واقعیت دارد انتخاب شده است.

۴-۳-۲- تحلیل در فلوئنت

در گام اول برای تحلیلی در نرم افزار فلوئنت و ورود به نرم افزار، سوال اولیه مبنی بر تنظیمات کلی نرم افزار پرسیده می شود که مسئله به صورت سه بعدی انتخاب شده و شرایط دقت دو برابر نیز انتخاب می گردد تا بتوان در شرایط بهتر و با دقت بیشتر مسئله را حل نمود. شکل مدل در نرم افزار فلوئنت را می توان در شکل ۴-۸ مشاهده نمود که لوله های نوسانی داخل کانال ها قرار گرفته اند. شکل ۴-۹ نیز لوله های نوسانی را به تنهایی نشان می دهد.



شکل ۴-۸ قرار گرفتن مدل در نرم افزار فلوئنت.



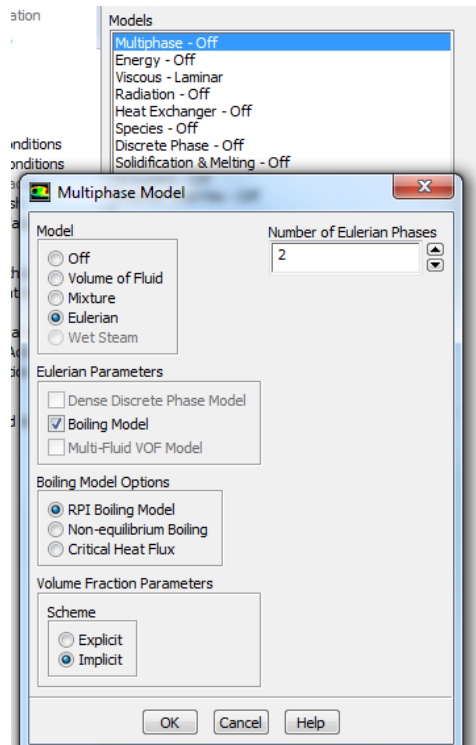
شکل ۴-۹ لوله‌های نوسانی داخل مبدل حرارتی.

شایان ذکر است برای حل مسئله حالت نهایی به صورت حالت دائمی^{۴۴} در نظر گرفته شده‌است که به معنای رسیدن به جواب مسئله می‌باشد. بعلاوه مقادیر به صورت مطلق در نظر گرفته شده اند و حل مسئله بر اساس فشار می‌باشد.

۴-۳-۴ تعیین شرایط حل مسئله در نرم افزار فلوئنت

با توجه دوفازی بودن مسئله در بخش انتخاب شرایط مسئله دو قسمت معادلات دوفازی و انرژی با توجه به شکل ۴-۱۰ انتخاب می‌گردند.

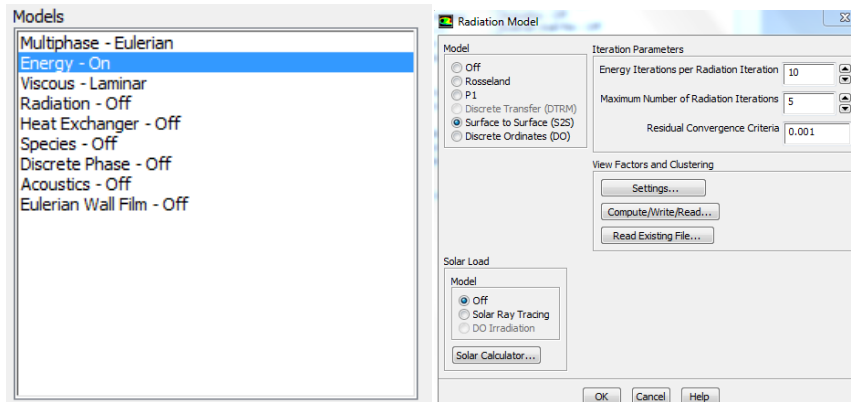
⁴⁴ Steady state



شکل ۴-۱۰ شرایط تعریف مسئله

همانطور که در شکل ۴-۱۰ مشخص است، روش حل دوفازی به صورت اویلری در نظر گرفته می‌شود و مدل تبخیر کننده در نظر گرفته می‌شود چرا که یک جنس از سیال در دو فاز بخار و مایع قرار گرفته است. برای حل این قسمت روش RPI مورد نظر قرار می‌گیرد. علت این امر نیز ایجاد حباب‌های بخار در دیواره سطح می‌باشد و باید برای این پدیده از این روش استفاده نمود. حل مسئله برای احجام هم به صورت ضمنی^{۴۵} انتخاب می‌گردد. بنابراین شرایط مسئله به شکل ۴-۱۱ تبدیل می‌گردد. باتوجه به آنکه توجه به لایه مرزی اهمیتی در تحلیل ما ندارد و جریان آشوبناک^{۴۶} اتفاق نمی‌افتد مسئله به صورت آرام^{۴۷} در نظر گرفته می‌شود. البته لایه فیلم دیوار اویلری در حل مسئله نیز در نظر گرفته می‌شود. همچنین شرایط تابش سطوح به یکدیگر به منظور رسانش از طریق تابش در شکل ۴-۱۱ تعریف شده است.

⁴⁵ implicit
⁴⁶ turbulence
⁴⁷ laminar



شکل ۴-۱۱ شرایط حل مسئله

در قسمت بعد به تبیین مواد مورد استفاده و شرایط مرزی پرداخته می‌شود. با توجه به آنکه به صورت پیش‌فرض در این نرم افزار جنس هوا و آلومینیوم از پیش تعریف شده است و نیاز می‌باشد که جنس های جدید تعریف گردند. برای جنس لوله‌ها و کانال به تریب مس و آهن در نظر گرفته می‌شود که در کتابخانه مواد نرم افزار وجود ندارد. برای تعیین جنس سیال از سیال اتانول استفاده می‌گردد که با توجه آنکه در جدول مواد فلوئنت وجود ندارد این ماده به صورت ورودی جدید تبیین می‌گردد. شایان ذکر است علت انتخاب اتانول به عنوان سیال اصلی در جدول ذیل آمده است.

Medium	Melting point (°C)	Boiling point at atmos. press. (°C)	Useful range (°C)
Helium	-271	-261	-271 to -269
Nitrogen	-210	-196	-203 to -160
Ammonia	-78	-33	-60 to 100
Pentane	-130	28	-20 to 120
Acetone	-95	57	0 to 120
Methanol	-98	64	10 to 130
Flutec PP2 ¹	-50	76	10 to 160
Ethanol	-112	78	0 to 130
Heptane	-90	98	0 to 150
Water	0	100	30 to 200
Toluene	-95	110	50 to 200
Flutec PP9 ¹	-70	160	0 to 225
Thermex ²	12	257	150 to 350
Mercury	-39	361	250 to 650
Caesium	29	670	450 to 900
Potassium	62	774	500 to 1000
Sodium	98	892	600 to 1200
Lithium	179	1340	1000 to 1800
Silver	960	2212	1800 to 2300

جدول ۴-۳ جدول مشخصات سیالات مورد استفاده در مبدلها

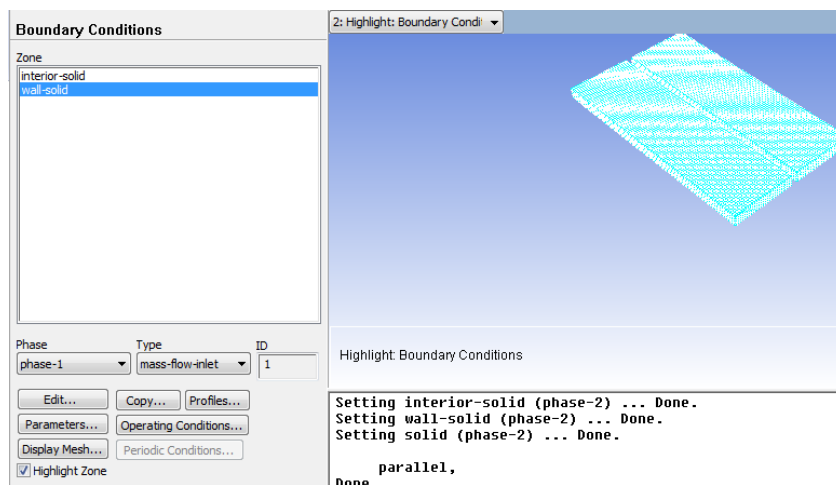
شایان ذکر است که در انتخاب سیال برای مبدل موارد زیر بایستی رعایت گردند:

- سازگاری با دیواره لوله حرارتی جهت جلوگیری از خوردگی و افزایش طول عمر مبدل.
- گرمای نهان بالا جهت افزایش توانایی انتقال حرارت.
- هدایت شونده بالا جهت بهبود انتقال حرارت هدایتی.
- ویسکوزیته پایین در حالت مایع و بخار جهت بهبود عملکرد در انتقال حرارت جابجایی.
- کشش سطحی بالا و دمای انجماد قابل قبول برای جلوگیری از مختل شدن عملکرد مبدل در منحنی دمایی طراحی شده.

پس از وارد کردن این موارد مقادیر مرجع اولیه سیستم وارد می‌گردد. برای شرایط مرزی در نظر گرفته می‌شود که هوا با سرعت سه متر بر ثانیه در هر دو کانال جریان دارد و در کانال پایین دما ۴۱۰ کلوین (حدود ۱۳۰ درجه سانتی گراد) و در کانال بالا ۲۸۸ کلوین می‌باشد. فشار در هر دو کانال برابر و مقدار فشار اتمسفریک را دارد. برای داخل کانال ها در نظر گرفته می‌شود که زبری صفر است و بنابراین جریان آشوبناک

خیلی دیر ایجاد می‌شود و جریان به صورت کاملاً لایه‌ای می‌باشد. همچنین سرعت هوا تنها در راستای عمود بر لوله‌هاست و میدان جاذبه نیز تاثیری بر این سرعت ندارد.

برای داخل لوله‌ها نیز مقدار زبری حدود 0.003 اپسیلون بر متر در نظر گرفته می‌شود که به صورت معمول برای لوله‌های مسی در نظر گرفته می‌شود. حرکت سیال تحت جاذبه 9.81 متر بر ثانیه وجود دارد اما سرعت اولیه برای سیال وجود ندارد و در حالت اول تمام سیال مایع است و تمامی لوله را فرا گرفته است و هیچ هوایی داخل لوله‌ها قرار ندارد. دمای اولیه سیال 300 کلوین در نظر گرفته می‌شود. همچنین سیال داخل لوله تحت فشار نبوده. این شرایط مرزی در منویی که شکل ۴-۱۲ نشان می‌دهد، تبیین می‌گردند.



شکل ۴-۱۲ منوی تعیین شرایط مرزی برای لوله و کانالها

۴-۴- تعیین روش حل مسئله در نرم افزار

پس تعیین شرایط مرزی و شرایط اولیه نوبت به تبیین روش حل مسئله و تعداد تکرار برای رسیدن به جواب میرسد، بازه شبیه‌سازی 60 ثانیه در نظر گرفته می‌شود و حدود 10^6 تکرار^{۴۸} برای حل مسئله در نظر گرفته می‌شود. از جملات مرتبه بالا در شبیه‌سازی صرف نظر نمی‌گردد و روش‌های حل هر معادله تعیین می‌گردند که همگی بر اساس حل معادلات مرتبه اول تعیین شده‌اند.

⁴⁸ iteration

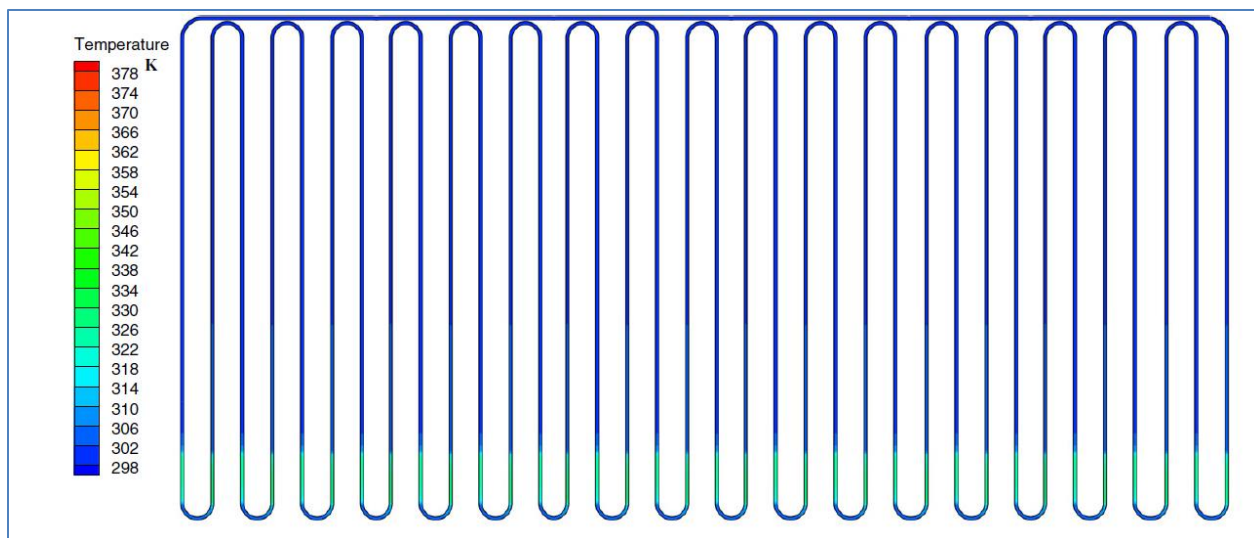
برای شروع حل مسئله مقادیر به صورت استاندارد و مطلق در نظر گرفته می‌شوند. فشارنسیبی صفر است و سرعتی در هیچ یک از راستاها در سیال (فاز یک) وجود ندارد و دمای آن ۳۰۰ کلوین است و همچنین سرعت هوا در راستای X, Y صفر می‌باشد. مقادیر جاذبه و دمای اولیه و همچنین چگالی هوا در نظر گرفته شده است. در ادامه نتایج اولیه حاصل از این شبیه سازی ارایه می‌گردد.

۴-۵- نتایج نرم افزار فلوئنت

برای گرفتن نتایج حدود یک دقیقه زمان اولیه در برای مبدل در نظر گرفته شده است. شبیه‌سازی نشان می‌دهد که در همین زمان مدل به حالت دائمی می‌رسد و این در حالیست که در شرایط واقعی پیاده سازی پس از حدود چهل ثانیه شرایط دائمی در مبدل برقرار می‌گردد. با توجه به آنچه آورده شده کانتورهای سیال در فواصل منظم ده ثانیه به دست آمد که البته گرفتن این نتایج از پیاده سازی مدل از ابتدا تا زمان مورد نظر می‌باشد. بنابراین برای به دست آوردن جواب در هر زمان مدل از ابتدا پیاده سازی گردیده است.

۴-۵-۱- خروجی‌های دما

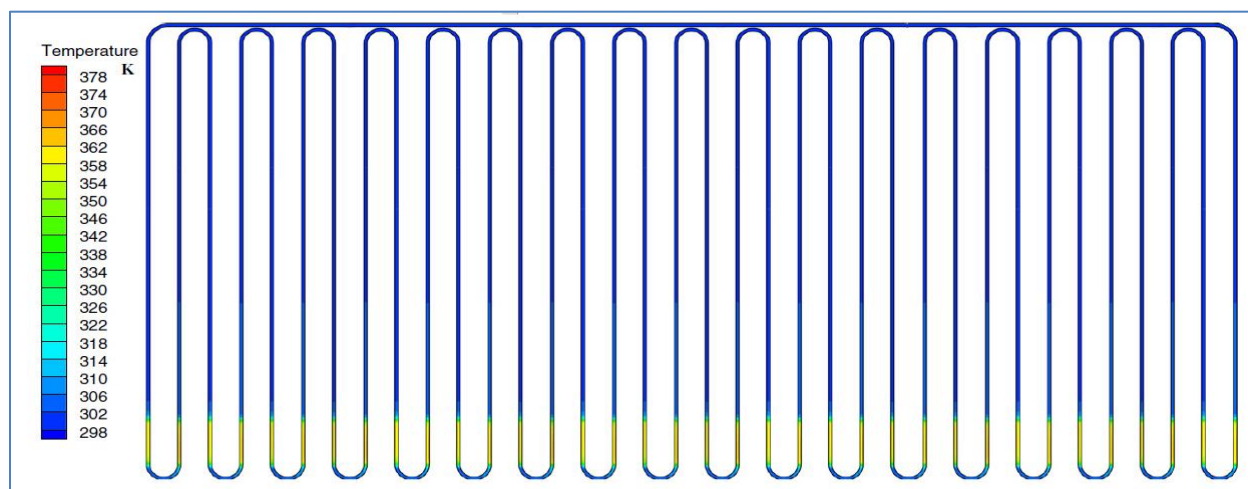
با توجه به آنکه بازه دمایی حدود ۱۵۰ درجه تفاوت دارد. کانتور نمایشگر دما در همین بازه در نظر گرفته شد. شکل ۴-۱۳ نمایشگر نتیج اولیه پس از گذشتن ده ثانیه می‌باشد.



شکل ۴-۱۳ کانتور دما در لوله‌ها پس از گذشت ده ثانیه

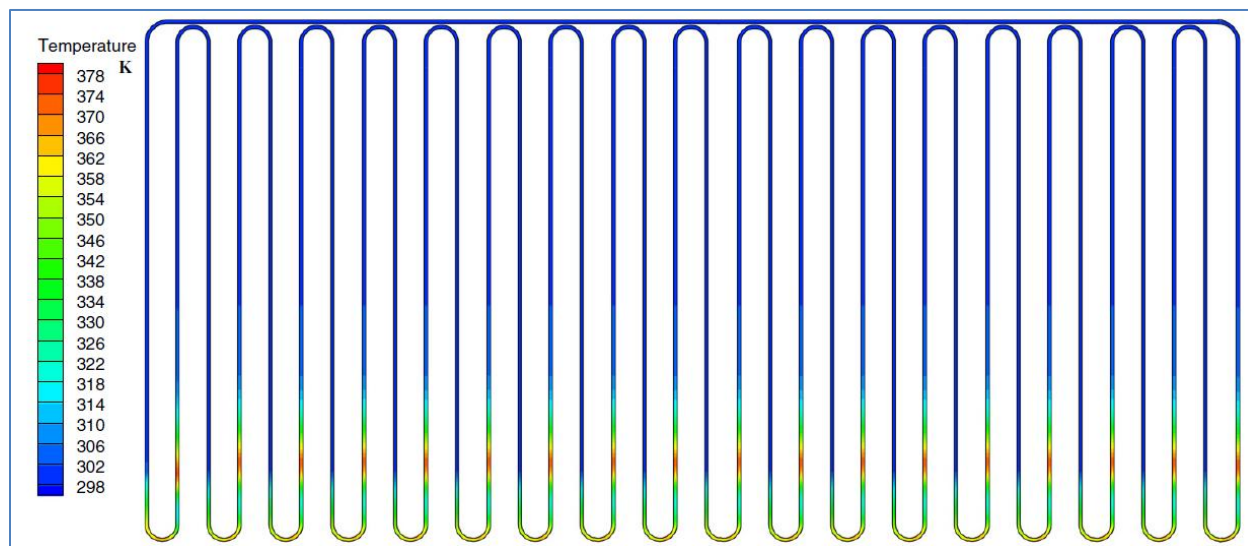
با توجه به شبیه‌سازی به دست آمده به نظر می‌رسد که در چند لحظه اول تمامی شاخه شرایط یکسانی را تجربه می‌نمایند و علت این امر می‌تواند این باشد که هنوز جریان دوفاز نشده است و حرارت از یک خط لوله به لوله‌ی دیگری منتقل نشده است.

با ادامه دادن همین روند و به دست آوردن نتیجه در ثانیه بیست شکل ۴-۱۴ به دست می‌آید. همانطور که از این شکل برمی‌آید هنوز به حالت دوفازی نرسیده است و حرارت در انتهای لوله‌ها محبوس گردیده است. بعلاوه می‌توان مشاهده نمود که همانند ثانیه ده شرایط تمامی لوله‌ها به یک صورت می‌باشد.

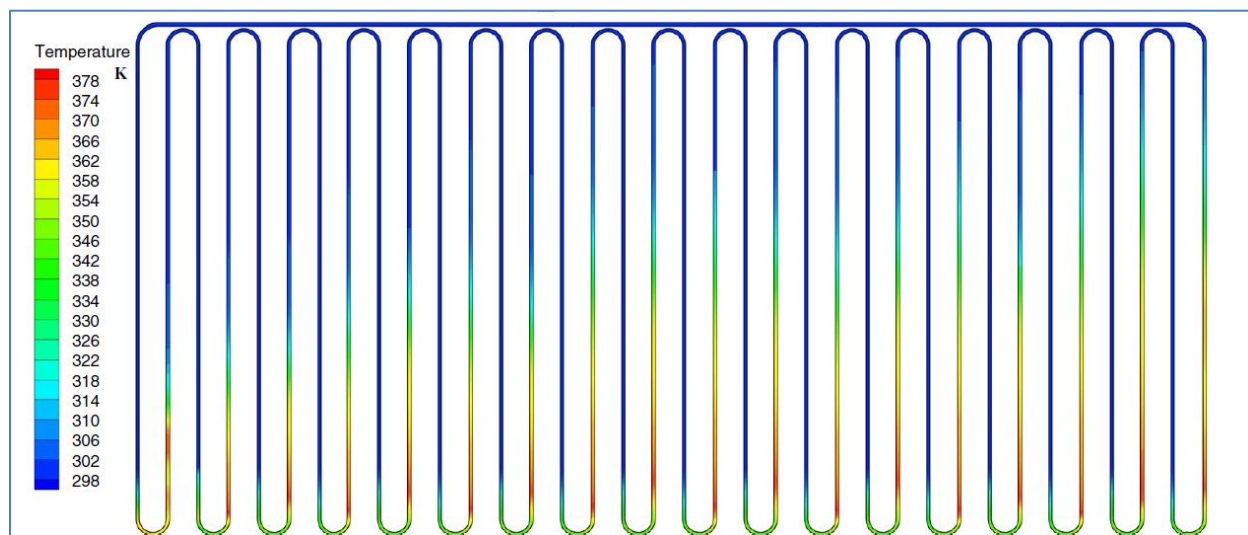


شکل ۴-۱۴ کانتور دما در لوله‌ها پس از گذشت بیست ثانیه

نتیجه شبیه‌سازی در ثانیه سی‌ام را می‌توان در شکل ۴-۱۵ مشاهده نمود که بیانگر ایجاد تغییر در شرایط هر یک از لوله‌ها و همچنین آغاز مرحله دوفازی برای کل سیستم می‌باشد.



شکل ۴-۱۵ کانتور دما در لوله‌ها پس از گذشت سی ثانیه

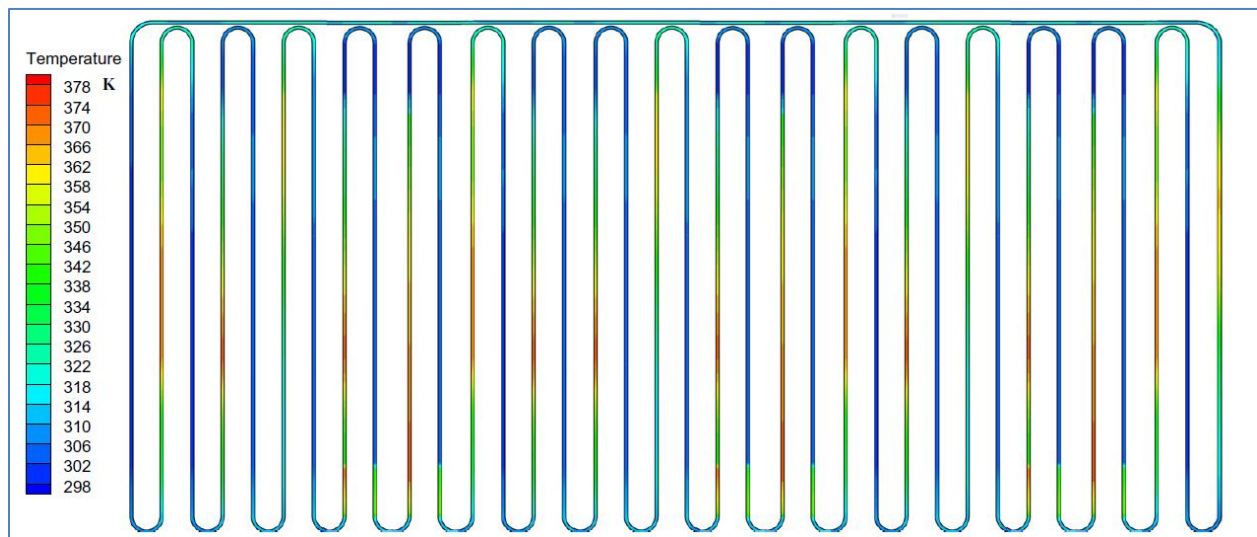


شکل ۴-۱۶ کانتور دما در لوله‌ها پس از گذشت چهل ثانیه

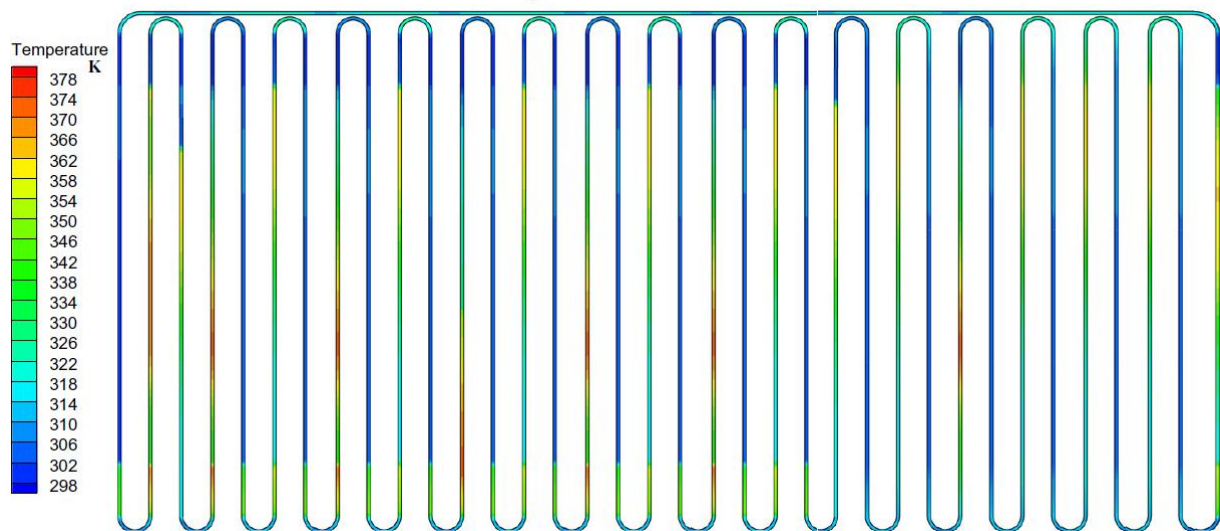
در ثانیه چهل‌م تقریباً لوله‌ها به صورت افزایشی در حال افزایش دما هستند و انتقال حرارت در مسیر

لوله‌ها را می‌توان مشاهده نمود و قسمت‌های با دمای بالا بیانگر حرکت حباب‌ها می‌باشند که در حال طی کردن مسیر از یک لوله نوسانی به لوله دیگر می‌باشند. این مورد در شکل ۴-۱۶ کاملاً مشهود است و در لوله آخر کاملاً عبور حرارات به لایه‌هایی بالایی مشهود است.

در ثانیه پنجاه سیستم تقریباً به حالت دائمی رسیده است و قسمت‌های حباب و سیال را کاملاً می‌توان تفکیک نمود.



شکل ۴-۱۷ کانتور دما در لوله‌ها پس از گذشت پنجاه ثانیه



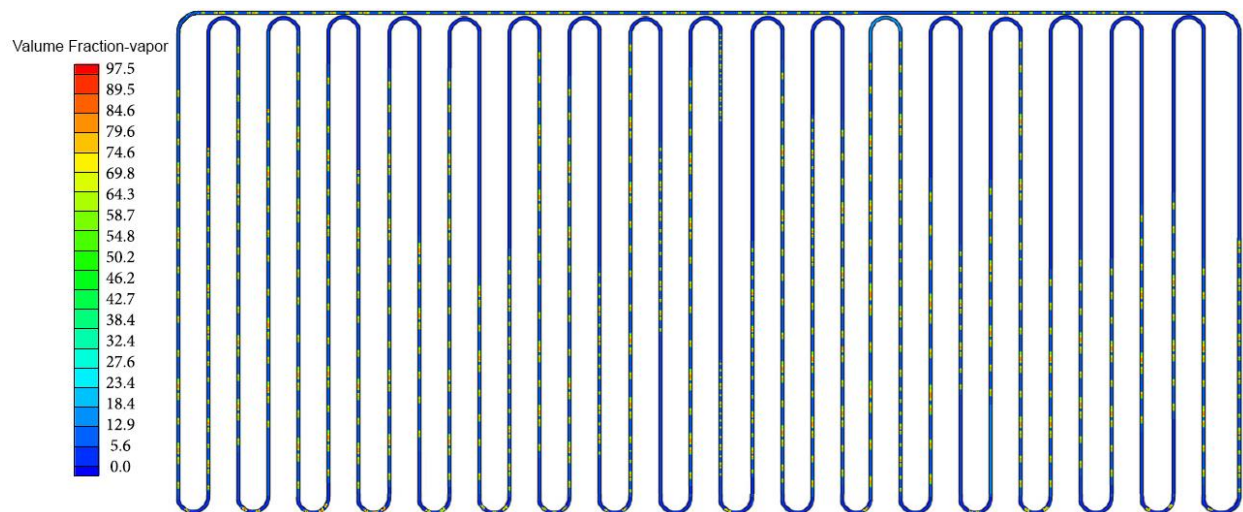
شکل ۴-۱۸ کانتور دما در لوله‌ها پس از گذشت شصت ثانیه

همانطور که در شکل ۴-۱۸ در ثانیه شصت پیداست، سیستم کاملا به حالت نهایی خود رسیده است و حرکت حباب‌ها به صورت منظم شده است. تقریبا دمال ۳۸۰ کلوین دمای نهایی سیال به صورت بخار است. در قسمت دورانی لوله به علت تغییر مسیر و همچنین دور شدن از مرکز جریان هوای گرم، اتلاف حرارت مشاهده می‌گردد.

با همین شرایط در قسمت بعدی یک سیستم مبدل واقعی ساخته شده است که نتایج این قسمت با نتایج به دست آمده در قسمت بعدی مقایسه می‌گردد.

۴-۵-۲- خروجی‌های توزیع حباب اتانول

برای مشاهده مکان حضور حباب‌ها از تقسیم احجام استفاده می‌گردد و حضور آنها را می‌توان در شکل ۴-۱۹ مشاهده نمود. از این شکل برمی‌آید که تقریبا در سرتاسر مبدل حضور حباب‌ها مشاهده می‌گردد اما در قسمت کندانسور حضور حباب‌ها بیشتر وجود دارد. همچنین در قسمت اواپراتور ابعاد حباب‌ها کوچکتر می‌باشد. خروجی دما نیز با توجه به آنکه حباب دمای بیشتری دارد با شکل ۴-۱۸ تطابق دارد.



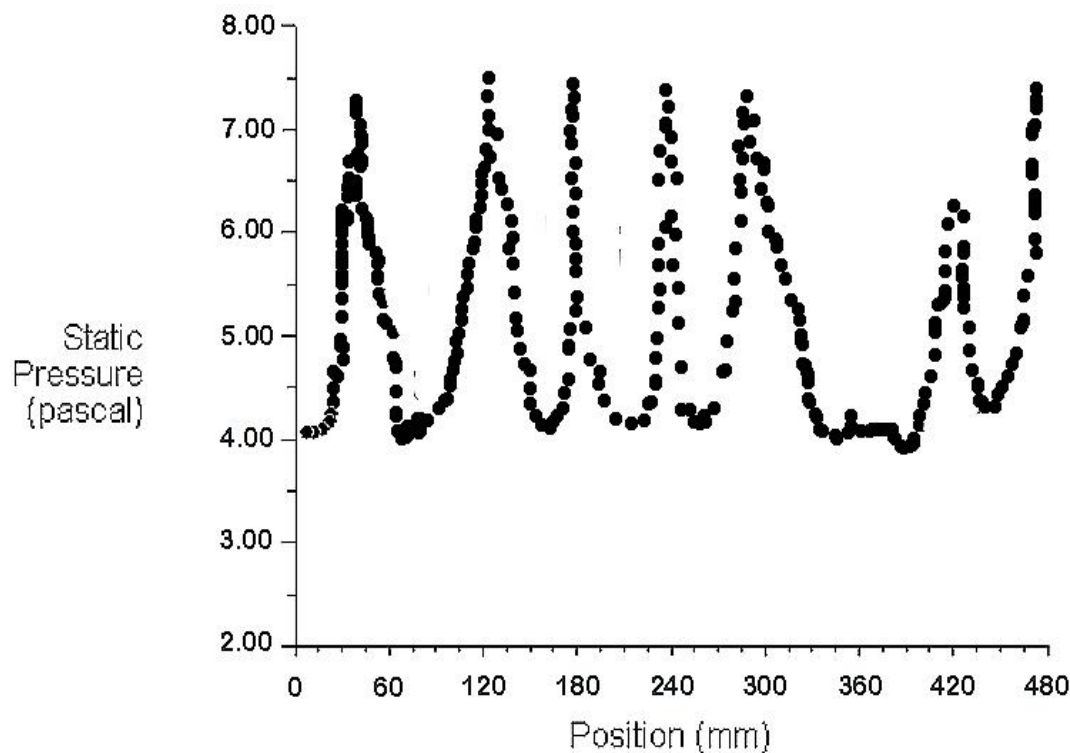
شکل ۴-۱۹ کانتورنسبت حجمی در لوله‌ها پس از گذشت شصت ثانیه برای حضور حباب‌ها

با توجه به آنکه تشکیل و حرکت حباب از عوامل اصلی برای بازدهی بالای این مبدل است، به نظر می‌رسد که با تغییر ساختار مبدل می‌توان به عملکردهای بهتری نیز دست یافت. همچنین معمولا دسته حباب

ها نزدیک به هم تشکیل شده‌اند که علت آن تمایل به ادغام و یکی شدن حباب‌ها به علت کشش سطحی سیال است. برای بررسی دقیق‌تر شرایط حباب‌ها در ادامه منحنی توزیع فشار ارایه می‌گردد.

۴-۵-۳- خروجی‌های فشار

برای بررسی شرایط ترمودینامیک حباب‌ها توزیع فشار در مرکز یکی از لوله در شکل ۴-۲۰ نشان داده شده است. محور افقی بیانگر طول لوله است که در راستای محور عمودی و در امتداد لوله‌ها می‌باشد. محور عمودی نیز بیانگر مقدار فشار استاتیک است. همانطور که مشخص است افزایش‌های ناگهانی فشار بیانگر حضور حباب‌ها می‌باشد. حداکثر فشار به دست آمده حدود 7.5×10^4 پاسکال می‌باشد که با توجه به خروجی‌های فصل ۲ می‌توان آنرا منطقی دانست.



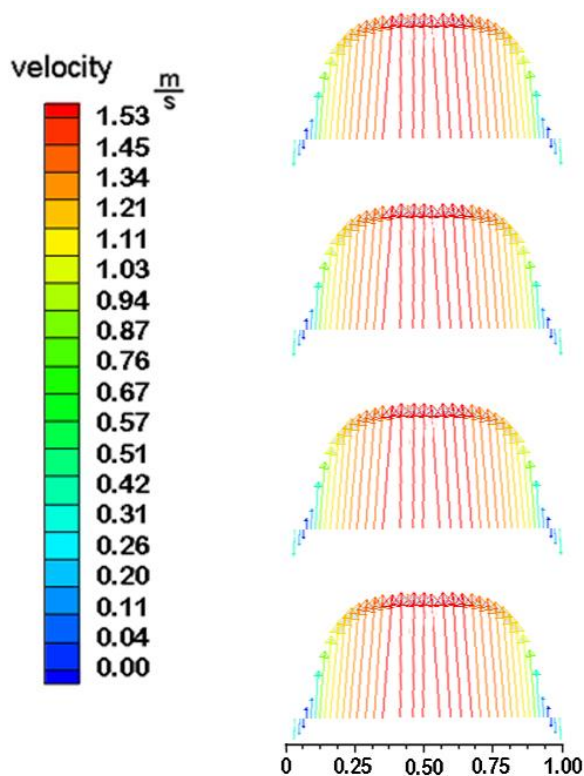
شکل ۴-۲۰ فشار استاتیک پس از گذشت شصت ثانیه در مرکز یکی از لوله‌ها

در برخی از نقاط نیز فشار یکسان است که احتمال وجود حباب در آنها بسیا کمتر است و در این قسمت

نیز مشاهده می‌گردد که حباب‌ها بیشتر در قسمت کندانسور حضور دارند. در ادامه برای مطالعه نحوه توزیع سرعت در لوله سرعت در فاز مایع نمایش داده شده تا بتوان بررسی دقیق‌تری بر روی عملکرد مبدل داشت.

۴-۵-۴ خروجی‌های سرعت

شکل ۲۱-۴ نشان دهنده توزیع سرعت داخل لوله‌های عمودی است. در کنار دیواره‌ها جهت سرعت رو به پایین با مقادیر بسیار کم مشاهده می‌گردد که بیانگر حرکت سیال از کنار حباب‌ها است. به علت آنکه سرعت حرکت حباب‌ها بسیار زیاد می‌باشد این اتفاق می‌افتد و بخشی از سیال پیش روی حباب سر خورده و به پایین می‌آید و یک جریان کوچک چرخشی ایجاد می‌نماید. اما در مرکز سیال مجبور به حرکت با حباب است و هم سرعت با آن حرکت می‌نماید.



شکل ۲۱-۴ سرعت در امتداد عمودی یکی از لوله‌ها پس از گذشت شصت ثانیه

تشکیل لایه مرزی در کنار دیواره از تغییرات سرعت سیال در نزدیک دیواره قابل استنباط می‌باشد.

سرعت بیشینه به دست آمده و همچنین نحوه تغییرات آن با خروجی‌های فصل ۲ نیز قابل انطباق هستند.

فصل پنجم

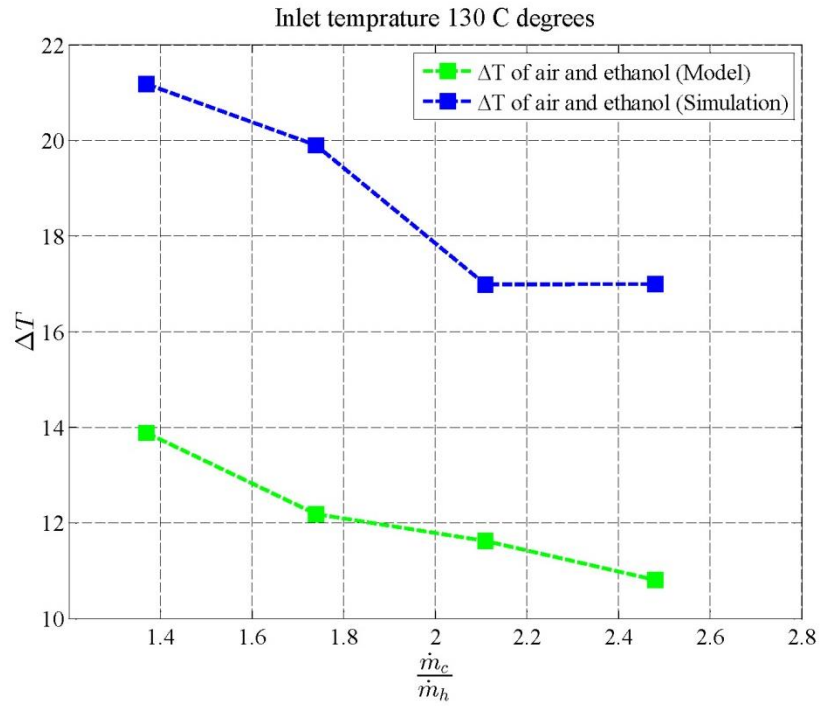
بررسی و مقایسه نتایج مدل ساخته شده و شبیه سازی

۱-۵ بررسی و مقایسه نتایج مدل ساخته شده و شبیه سازی

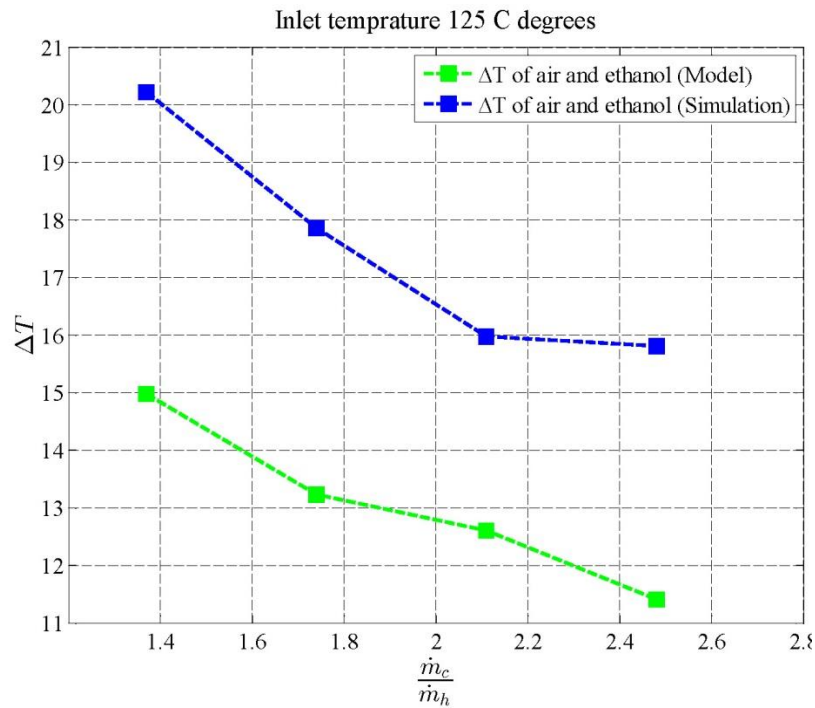
این فصل شامل بررسی و مقایسه میان نتایج به دست آمده از شبیه سازی و مدل ساخته شده توسط خدای می باشد و بررسی در سه بخش متفاوت صورت می گیرد که شامل تحلیل دما، میزان انتقال حرارت و بازدهی مبدل می باشد. تمامی مقایسه ها بر حسب دبی های ورودی و خروجی بوده و نتایج تنها با سیال عامل اتانول مقایسه می گردند.

۱-۱-۵ خروجی های تحلیل دما

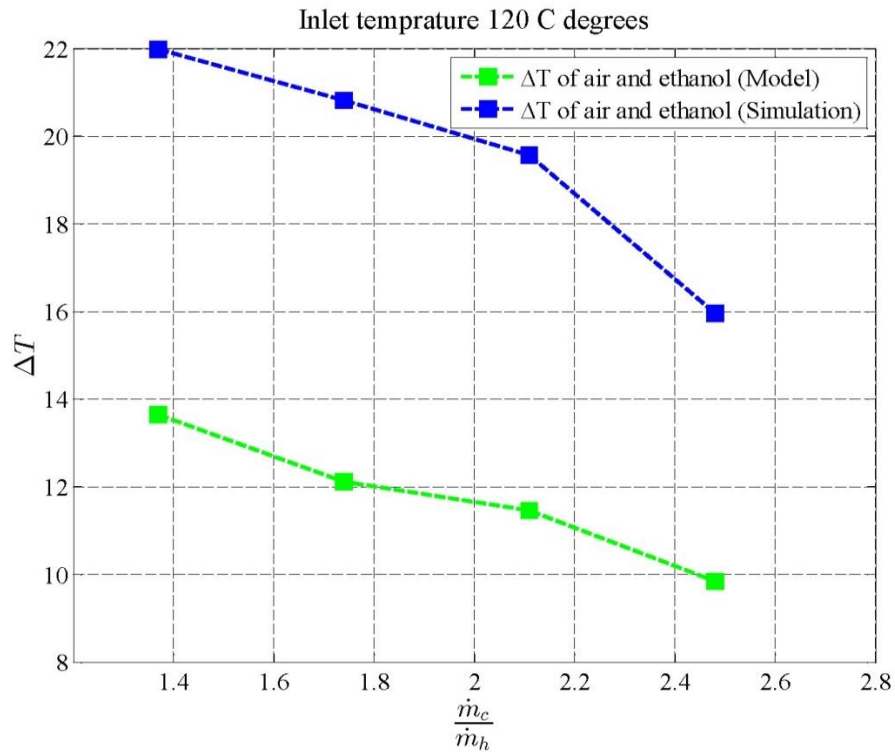
در بیشتر مبدل ها، اختلاف دمای ایجاد شده اصلی ترین مورد برای بررسی عملکرد آن ها می باشد. هر چقدر که اختلاف دما میان سیال گرم ورودی و سیال سرد خروجی کمتر باشد، می توان نتیجه گرفت که مبدل عملکرد بهتری دارد. با توجه به آنکه در مدل ساخته شده خروجی ها در دمای ۱۱۰ الی ۱۳۰ درجه سانتی گراد برای ورودی اواپراتور اندازه گیری شده اند، همین شرایط برای شبیه سازی در نظر گرفته شد و در نسبت های یکسان مقایسه گردیده اند. نمودارهای ارایه شده در شکل های ۱-۵ الی ۴-۵ بیانگر عملکرد مدل ساخته شده و شبیه سازی می باشد. به طور طبیعی با افزایش نسبت جریان سیال سرد به گرم، اختلاف دما کاهش می یابد.



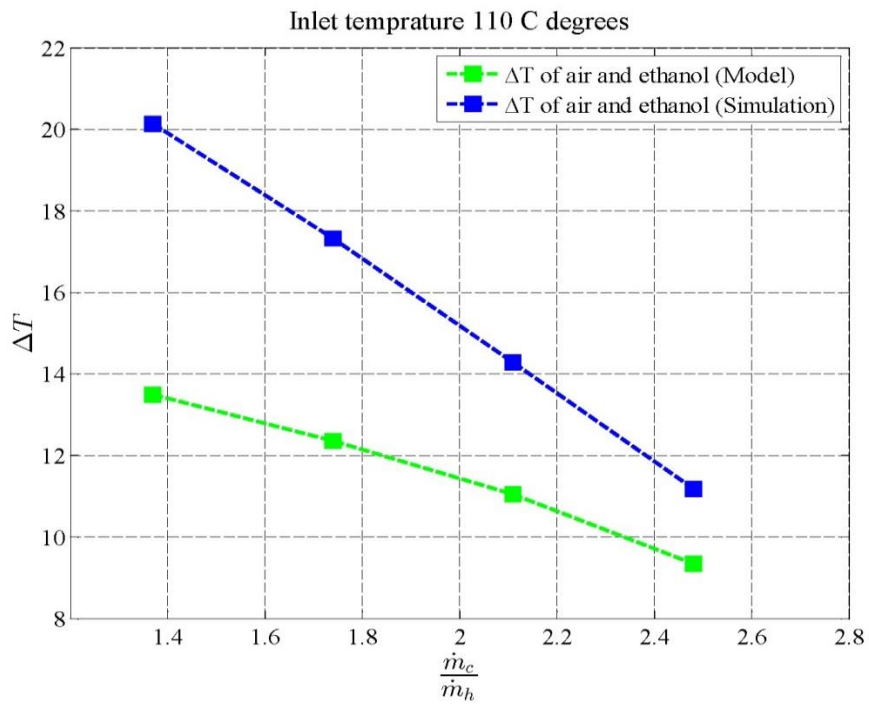
شکل ۵-۲- اختلاف دمای کانال سرد و گرم در شبیه سازی و مدل خدای در دمای ۱۳۰ درجه دود.



شکل ۵-۳- اختلاف دمای کانال سرد و گرم در شبیه سازی و مدل خدای در دمای ۱۲۵ درجه دود.



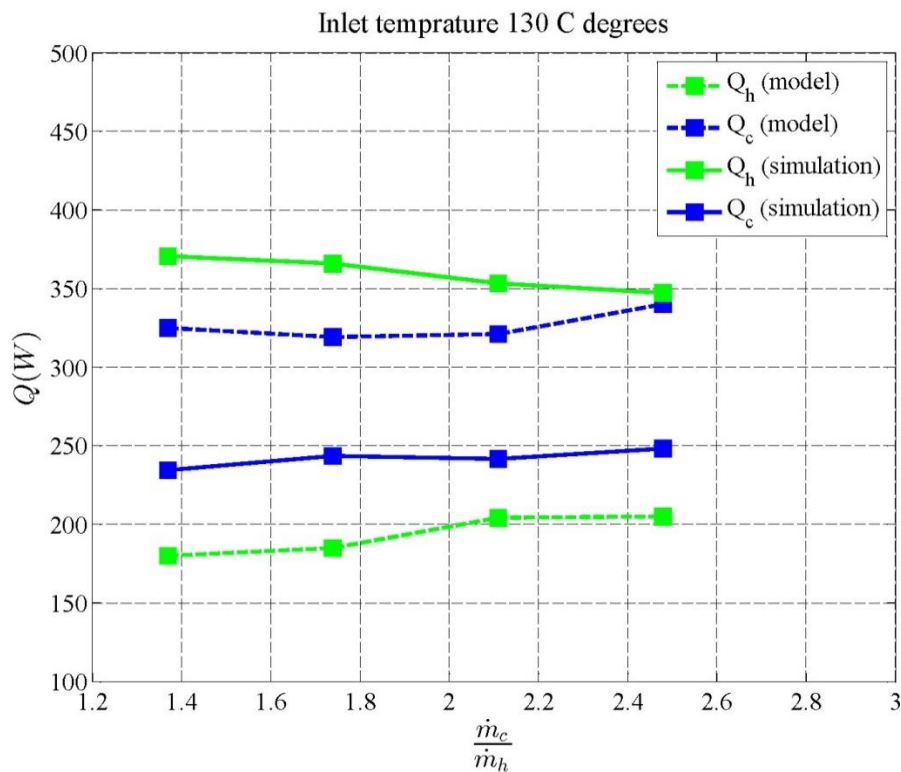
شکل ۵-۴- اختلاف دمای کانال سرد و گرم در شبیه سازی و مدل خدای در دمای ۱۲۰ درجه دود.



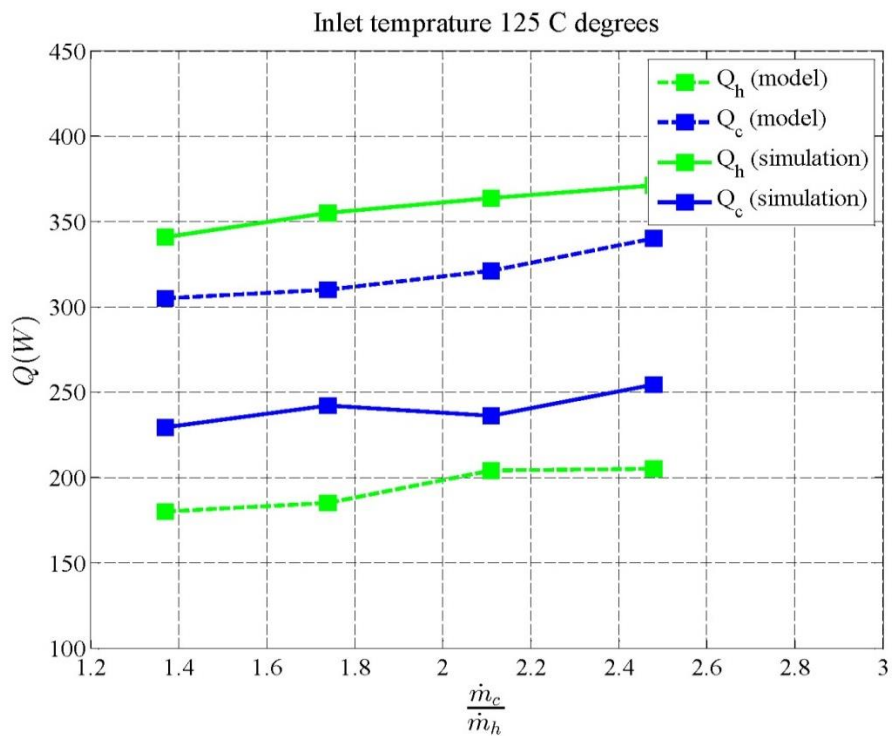
شکل ۵-۵- اختلاف دمای کانال سرد و گرم در شبیه سازی و مدل خدای در دمای ۱۱۰ درجه دود.

۵-۱-۲ خروجی‌های تحلیل انتقال حرارت

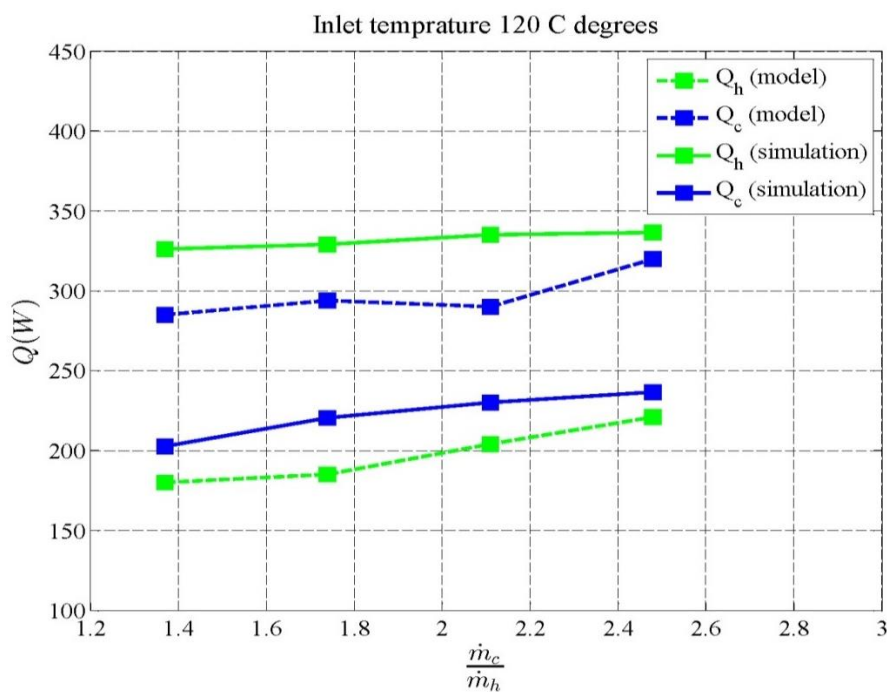
نمودارهای ارایه شده در شکل‌های ۵-۵ الی ۵-۴ بیانگر مقدار انتقال حرارت کلی در کانال‌های گرم و سرد بر اساس روابط به دست آمده در فصل دوم برای شبیه‌سازی و مقادیر به دست آمده از آزمایشات بر روی مدل ساخته شده توسط خدای می‌باشد. به طور طبیعی با افزایش نسبت جریان سیال سرد به گرم مقدار انتقال حرارت کلی افزایش می‌یابد اما شیب این افزایش به تدریج کاهش می‌یابد. علت اختلاف در شبیه‌سازی و مدل ساخته شده در اتلاف انرژی‌های حرارتی و همچنین ایده آل نبودن رفتار سیال‌های مورد استفاده می‌باشد. در این قسمت نیز به صورت تقریبی می‌توان اظهار نمود که شبیه‌سازی با مدل تطابق نسبی دارند. همچنین شایان ذکر است که با مقایسه نمودارها می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش دمای دود مقدار انتقال حرارت کلی در هر دو کانال اوپراتور و کندانسور افزایش یافته است.



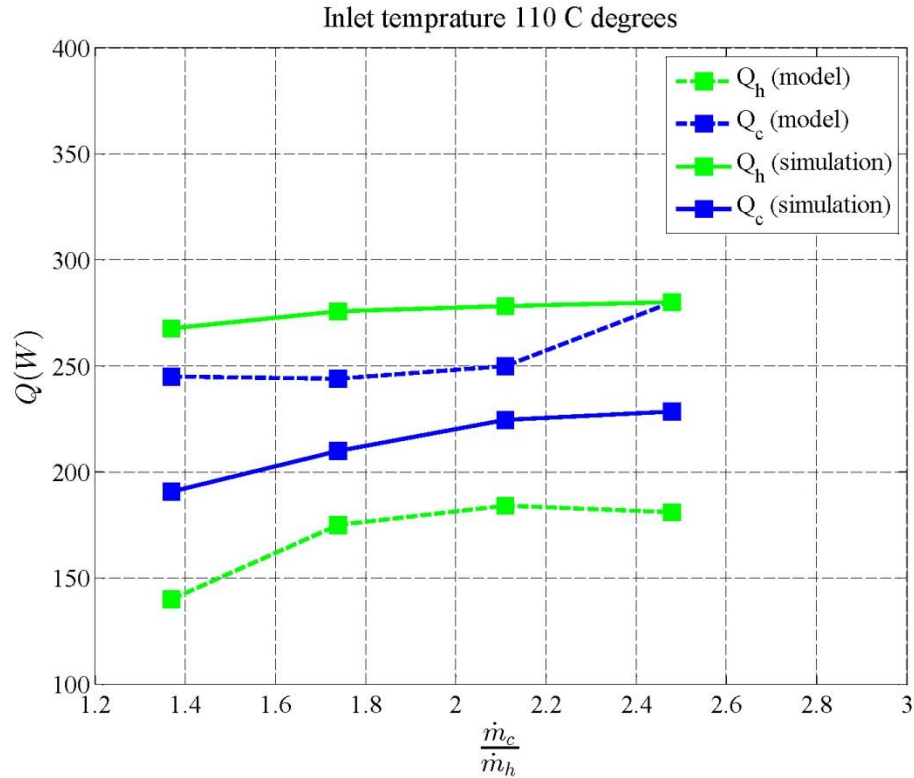
شکل ۵-۶- شارحرارتی انتقال یافته در کانال گرم و سرد در شبیه‌سازی و مدل خدای در دمای ۱۳۰ درجه دود.



شکل ۵-۷- شارحرارتی انتقال یافته در کانال گرم و سرد در شبیه سازی و مدل خدای در دمای ۱۲۵ درجه دود.



شکل ۵-۸- شارحرارتی انتقال یافته در کانال گرم و سرد در شبیه سازی و مدل خدای در دمای ۱۲۰ درجه دود.



شکل ۵-۹- شارحرارتی انتقال یافته در کانال گرم و سرد در شبیه سازی و مدل خدای در دمای ۱۱۰ درجه دود.

۳-۱-۵ خروجی‌های تحلیل عملکرد مبدل

تحلیل راندمان مهمترین بخش از بررسی عملکرد یک مبدل می‌باشد. برای تعریف بازده یا راندمان \mathcal{E} ,

ابتدا نرخ انتقال حرارت ماکزیمم (q_{max}) تعریف می‌شود که عبارت است از میزان حرارت انتقال یافته به صورت

تئوری، که با این رابطه بیان می‌شود [40]:

$$q_{max} = C_{P,min}(T_{e,i} - T_{c,i}) \quad (1-5)$$

به طوری که C_{min} ، کمترین مقدار ظرفیت گرمایی در بین جریان‌های گرم و سرد می‌باشد. راندمان به

صورت نرخ انتقال حرارت واقعی به حداکثر نرخ انتقال حرارت ممکن تعریف می‌شود:

$$\mathcal{E} = \frac{q_{act}}{q_{max}} \quad (2-5)$$

$$\mathcal{E} = \frac{C_e(T_{e,in} - T_{e,out})}{C_{min}(T_{e,in} - T_{c,in})} \quad (3-5)$$

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{\min}(T_{e,in} - T_{c,in})} \quad (4-5)$$

که در معادلات بالا مقدار از رابطه زیر به دست می آید:

$$C_{\min} = (\dot{m}C_p)_{\min} \times C_e = (\dot{m}C_p)_e \times C_c = (\dot{m}C_p)_c \quad (5-5)$$

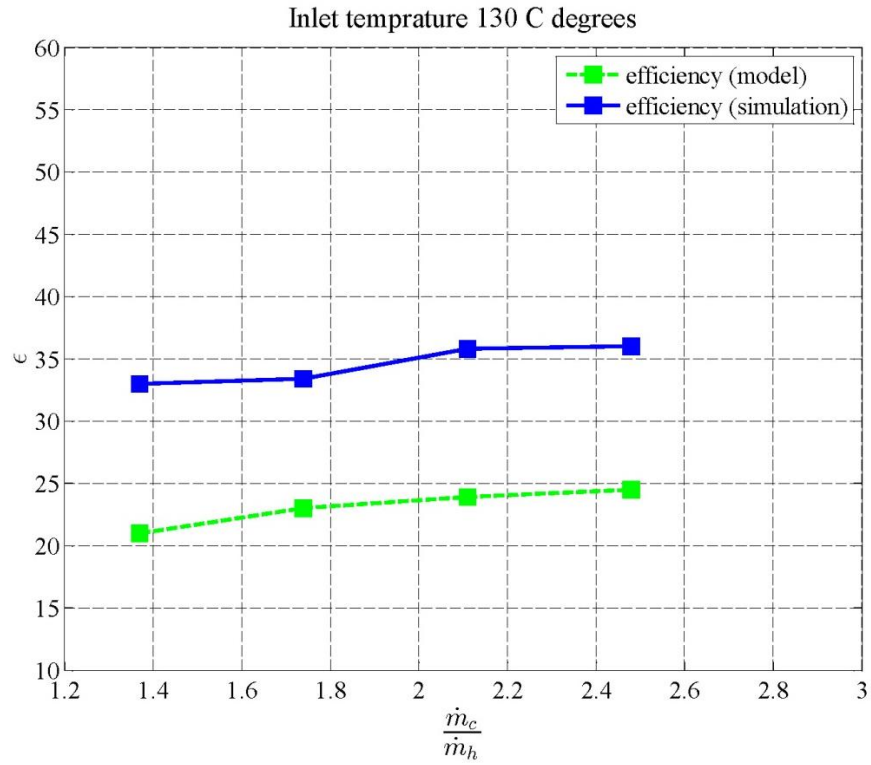
برای حرارت جذب شده در قسمت اواپراتور از رابطه زیر بدست می آید:

$$Q = \dot{m}_e C_{p,e} (T_{e,in} - T_{e,out}) \quad (6-5)$$

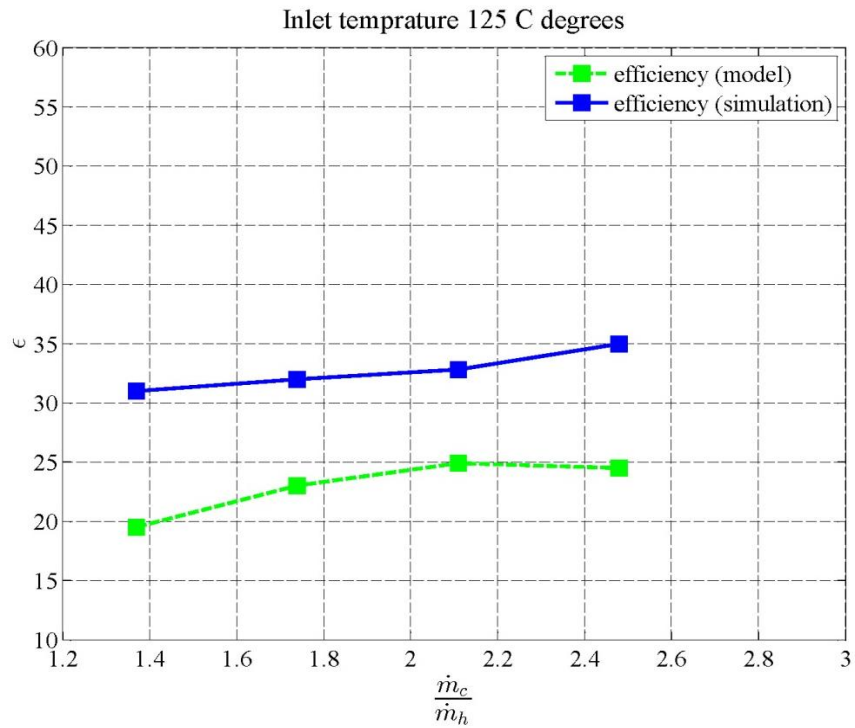
و نیز برای حرارت دفع شده در قسمت کندانسور از رابطه زیر استفاده می شود:

$$Q = \dot{m}_e C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (7-5)$$

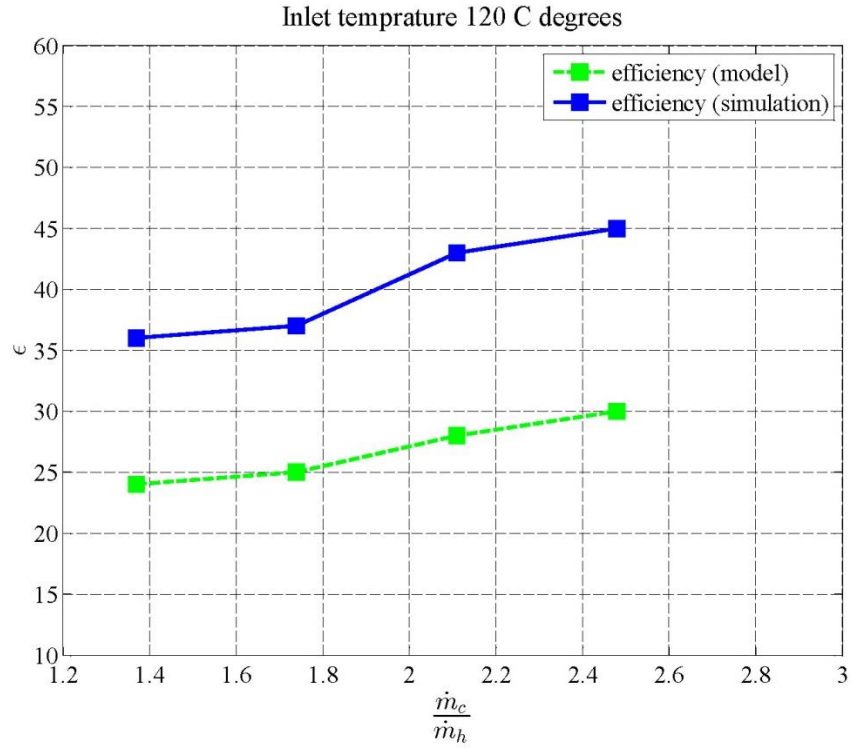
باتوجه به رابطه به دست آمده برای بازده، مقادیر آن در دماهای متفاوت محاسبه گردیده و با خروجی مدل خدای مقایسه می گردد. نمودارهای ارایه شده در شکل های ۵-۹ الی ۵-۱۲ بیانگر عملکرد مدل ساخته شده و شبیه سازی می باشد. به طور طبیعی با افزایش نسبت جریان سیال سرد به گرم بازده افزایش می یابد اما شیب این افزایش به تدریج کاهش می یابد.



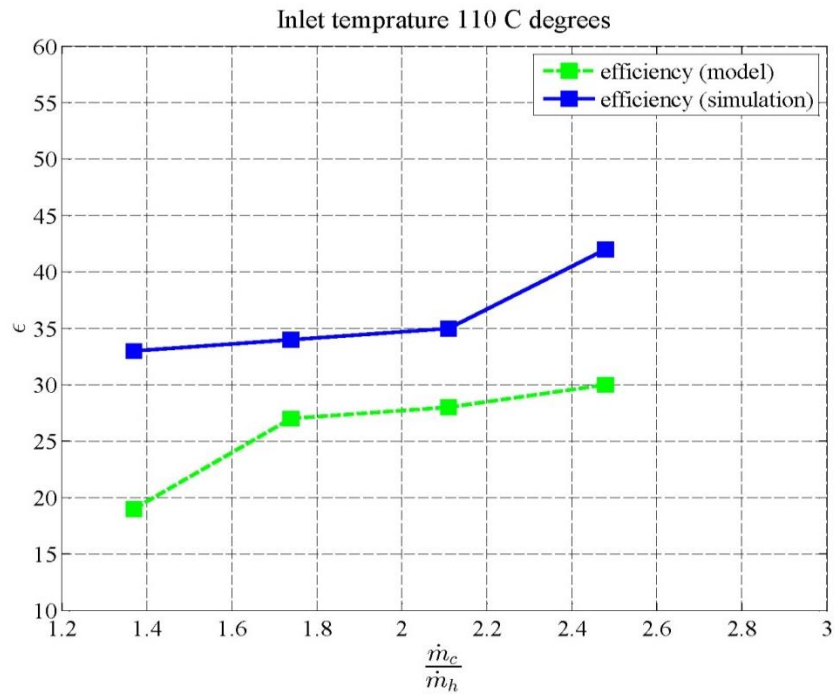
شکل ۵- ۱۰- بازده کلی در شبیه سازی و مدل خدای برای دمای ۱۳۰ درجه دود.



شکل ۵- ۱۱- بازده کلی در شبیه سازی و مدل خدای برای دمای ۱۲۵ درجه دود.



شکل ۵-۱۲- بازده کلی در شبیه سازی و مدل خدای برای دمای ۱۲۰ درجه دود.



شکل ۵-۱۳- بازده کلی در شبیه سازی و مدل خدای برای دمای ۱۱۰ درجه دود.

فصل ششم

جمع بندی و پیشنهادات

۶-۱- جمع بندی

مکانیزم‌های معمول و مرسوم انتقال حرارت در مهندسی به منظور ایجاد سرمایش و گرمایش، نیاز به توان خارجی، صرف هزینه جاری علاوه بر هزینه ساخت اولیه و در اغلب موارد دارای قطعات متحرک هستند. با این وجود، یک لوله حرارتی وسیله‌ای نسبتاً ساده است که بدون هیچ قسمت متحرکی، قابلیت انتقال مقادیر زیادی حرارت را در فواصل مختلف دارد. لوله حرارتی یک وسیله انتقال حرارت با ضریب رسانایی گرمایی موثر بسیار بالا است که در خلا کار می‌کند.

لوله حرارتی نوسانی نوعی لوله حرارتی است که بر خلاف نوع متعارف آن هیچگونه فتیله‌ای در ساختمانش بکار نمی‌رود. همچنین این لوله‌ها نسبت به لوله‌های حرارتی معمولی عملکرد بهتری دارند و می‌توانند برای بهبود خنک کردن وسایل الکترونیکی در آینده مورد استفاده قرار گیرند. لوله‌های حرارتی به عنوان مبدل‌های انتقال حرارت در بسیاری از کاربردهای صنعتی قابلیت استفاده دارند.

در این پایان نامه معادلات مربوط به لوله حرارتی نوسانی نگارش گردیده و سپس یک سیستم که در آن از اتانول استفاده شده است شبیه سازی شد. نهایتاً نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج مدل ساخته شده آن توسط خدای مقایسه گردید. بعلاوه عملکرد مبدل بازیافت حرارت توسط لوله‌های حرارتی نوسانی مورد بررسی قرار گرفته است. لوله‌های حرارتی از جنس مس و با قطر داخلی ۰.۰۰۲ متر بوده که بین دو محفظه که سیال گرم و سرد در آن جریان دارد قرار داده شده است. این لوله‌ها وظیفه انتقال حرارت مجرای گرم به سرد را بر عهده دارند.

نتایج بدست آمده از شبیه سازی و آزمایشات را می‌توان به شکل زیر دسته بندی نمود:

- ❖ افزایش دبی کندانسور باعث کاهش اختلاف دمای دو مجرا می‌شود.
- ❖ از سوی دیگر افزایش دمای ورودی دود نیز باعث افزایش اختلاف دما در هر دو مجرا می‌شود.

- ❖ افزایش دبی جرمی و دمای ورودی دود باعث افزایش شار حرارتی انتقال یافته در هر دو مجرا خواهد شد.
- ❖ افزایش دبی جرمی باعث افزایش راندمان انرژی سیستم خواهد شد، اما افزایش دما الزاما افزایش راندمان را در پی نخواهد داشت.
- ❖ سرعت، فشار و دما داخل لوله های نوسانی به صورت پیوسته و با فرکانسی مشخص در حالت دایمی نوسان می نماید و این نوسانات در سرتاسر لوله ها وجود دارد.
- ❖ توزیع فشار در مرکز لوله ها در این مبدل به علت حضور حباب ها به صورت ناگهانی افزایش می یابد که علت آن فشرده شدن حباب می باشد.
- ❖ توزیع سرعت در لوله بیانگر حرکت چرخشی سیال مایع در لوله می باشد و علت این امر سر خورد سیال از روی حباب در کنار دیواره ها است.
- ❖ مقدار انرژی تشعشعی در این مبدلها حدود کمتر از پنج درصد کل انتقال حرارت است، البته این مقدار با افزایش عدد تشعشع بیشتر می شود. همچنین می توان با افزایش ضریب دید و استفاده از سطح مقاطع مختلف در لوله ها به بازده بیشتری دست یافت.

۲-۶- ارایه نکات و پیشنهادات آتی

با توجه به آنکه در این پایان نامه مدل سازی به صورت کاملا ایده آل از لحاظ طراحی صورت گرفت پیشنهاد می گردد که مشکلاتی که در ساخت در سیستم ایجاد می شود (مانند شرایط جوشکاری لوله های نوسانی و نواقص ساختاری لوله ها) در مدلسازی نیز در نظر گرفته شود. همچنین جریان هوا در این قسمت به صورت ایده آل در نظر گرفته شد که می تواند به صورت توزیع غیر یکنواخت باشد و اثرات آشوب هم در آن بررسی گردد. بعلاوه می توان جریان لایه مرزی را نیز در لوله ها مورد بررسی قرار داد.

در قسمت معادلات نگارش دقیق تر با در نظر گرفتن شرایط واقعی می تواند نتایج حاصل از شبیه سازی در

نرم افزار متلب را به واقعیت بسیار نزدیک تر نماید. در پایان با توجه به نتایج حاصل از این پروژه و با توجه به اینکه هزینه ساخت چنین سیستمی بسیار پایین می باشد پیشنهاد می گردد که پروژه برای طراحی این سیستم به منظور تولید انبوه نیز تعریف گردد.

بعلاوه بر بهبود شرایط کلی عملکرد و افزایش راندمان مجموعه می توان موارد زیر را برای استفاده در ساختار لوله های حرارتی نوسانی مورد بررسی قرارداد.

✓ استفاده از سیال عامل های دیگر مانند نانو سیالات

✓ تاثیر اثر زائده ها بر راندمان مبدل

همچنین برای رسیدن به خروجی های دقیق تر در زمینه شبیه سازی مسئله و رسیدن به جواب های دقیق تر می توان مسائل زیر را در مدل نرم افزار فلونت دخیل نمود.

✓ بررسی تغییر آرایش سیستم

✓ بررسی اثر دمای هوای ورودی کندانسور بر عملکرد سیستم

- [1] Söylemez, M. S. "On the thermoeconomical optimization of heat pipe heat exchanger HPHE for waste heat recovery." **Energy Conversion and Management** 44.15 (2003): 2509-2517.
- [2] Akachi, Hisateru. "Structure of a heat pipe." **U.S. Patent** No. 4,921,041. 1 May 1990.
- [3] Nanthafan D., Guy A.R. & Welkey J.J., Design and application of twisted tube exchangers, **Advances in Industrial Heat Transfer**, IChemE, 1995.
- [4] Mizuno, Tsukasa, Hirokazu Miyazaki, and Kazuhiko Umezawa. "Liquid cooling system for LSI packages." **U.S. Patent** No. 5,522,452. 4 Jun. 1996.
- [5] Kawara, Zensaku, Osamu Takahashi, Akimi Serizawa, Masuchika Kohno, and Tetsuji Kuwabara. "Visualization of flow in heat pipe by proton radiography." (1996).
- [6] Wong, T. N., B. Y. Tong, S. M. Lim, and K. T. Ooi. "Theoretical modeling of pulsating heat pipe." In Proceedings of the **11th International Heat Pipe Conference**, pp. 159-163. 1999.
- [7] Rittidech, S., et al. "Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed-end oscillating heat pipe at normal operating condition." **Applied Thermal Engineering** 23.4 (2003): 497-510.
- [8] Ma, H. B., C. Wilson, B. Borgmeyer, K. Park, Q. Yu, S. U. S. Choi, and Murli Tirumala. "Effect of nanofluid on the heat transport capability in an oscillating heat pipe." **Applied Physics Letters** 88, no. 14 (2006): 143116.
- [9] Meena, P., S. Rittidech, and N. Poomsa-Ad. "Application of closed-loop oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV) air-preheater for reduced relative-humidity in drying systems." **Applied Energy** 84.5 (2007): 553-564.
- [10] Meena, P., S. Rittidech, and P. Tammasaeng. "Effect of inner diameter and inclination angles on operation limit of closed-loop oscillating heat-pipes with check valves." **American Journal of Engineering and Applied Sciences** 1.2 (2008): 100-103.
- [11] Shang, F. M., Xian, H. Z., Liu, D. Y., & Yang, Y. P. (2006). Feasibility analysis of self-excited intensified heat transfer of an oscillating-flow heat pipe. Reneng Dongli Gongcheng(**Journal of Engineering for Thermal Energy and Power**), 21(2), 161-164.
- [12] Yulang J., Wu H. Y. and Cheng P., "Thermal performance of an oscillating heat pipe with Al₂O₃-water nanofluids", **International Communication in Heat and Mass Transfer**, 2011, pp. 111-115.
- [13] Taslimifar M., Mohammadi M., Afshin H., Saidi M. H. and Shafii M. B., "Overall thermal performance of ferrofluidic open loop pulsating heat pipes: An experimental approach", **International Journal of Thermal Sciences**, Vol. 65, 2013, pp. 234-241.

- [14] Ghofrani, A., Dibaei, M. H., Sima, A. H., & Shafii, M. B. (2013). Experimental investigation on laminar forced convection heat transfer of ferrofluids under an alternating magnetic field. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 49, 193-200
- [15] Schlunder E.U., **Heat exchanger design handbook**, Taylor Francis Inc.
- [16] Lutcha J. & Ljubicic B., “Application of twisted tube heat exchangers technology in plants capacity up-rating”, **Int. Chemical Eng. Cogress**, CHISA, Prague, Czech Republic, **2004**.
- [17] Welky J.J. **Brown FinTube**, Patent number WO 01/18406 A1 United States, **2001**.
- [18] Dzyubenko B.V., “Estimation of the thermohydraulic efficiency of heat exchanging apparatuses with twisted tubes”, **Heat Transfer Research**, Vol. 37, No. 4, pp. 349-363, **2006**.
- [19] Jafari Nasr M.R. & Shafeghat A., “Fluid flow analysis and extension of rapid design algorithm for helical baffle heat exchangers”, **Applied Thermal Engineering**, Vol. 28, pp. 1324-1332, **2008**.
- [20] Ljubicic B., Testing of Twisted-Tube Exchangers in Transition flow Regime brochure from Brown Fintube Company, **Koch Industries**, 12602 FM 529, Houston, TX 77041, **2006**.
- [21] Buettner M., Utilizing heat transfer technology to provide process solutions, **Koch Heat Transfer Co.**, AIChE Chicago Symposiums, Oct., **2006**.
- [22] Dzyubenko B.V. & Ashmantas L.V.A., Segal M.D, Modeling and Design of Twisted Tube Heat Exchangers, **Begell House**, **1999**.
- [23] S. Khandekar, P. Charoensawan, M. Groll, et al., Closed loop pulsating heat pipes: Part B. visualization and semi-empirical modeling, **Appl. Therm. Eng.** 23 (16) (2003) 2021–2033.
- [24] M.B. Shafii, A. Faghri, Y.W. Zhang, Analysis of heat transfer in unlooped and looped pulsating heat pipes, **Int. J. Numer. Meth. Heat Fluid Flow** 12 (3) (2002) 585–609.
- [25] Walker V. & Wilkie D., “The wider application of roughened heat transfer surfaces as developed for advanced gas-cooled reactors”, Symposium on High Pressure Gas as a Heat Transport Medium, **IMEchE**, London, **1967**.
- [27] T. Wong, B.Y. Tong, S.M. Lim, et al., Theoretical modeling of pulsating heat pipe, in: Proc. Eleventh Int. **Heat Pipe Conf., Tokyo, Japan, 1999**, pp. 159–163.
- [28] H.B. Ma, B. Borgmeyer, P. Cheng, et al., Heat transport capability in an oscillating heat pipe, **J. Heat Transfer** 130 (2008) 081501-1–081501-7.

- [29] Jafari Nasr M.R., Polley G.T. & Zoghi A.T., Performance evaluation of heat transfer enhancement, *Int. Chemical Eng. Congress*, CHISA, Prague, Czech Republic, **2002**.
- [30] R.T. Dobson, Theoretical and experimental modeling of an open oscillatory heat pipe including gravity, *Int. J. Therm. Sci.* 43 (2) (**2004**) 113–119.
- [31] Y.W. Zhang, A. Faghri, M.B. Shafii, Analysis of liquid–vapor pulsating flow in a U-shaped miniature tube, *Int. J. Heat Mass Transf.* 45 (**2002**) 2501–2508.
- [32] Y.W. Zhang, A. Faghri, Heat transfer in a pulsating heat pipe with open end, *Int. J. Heat Mass Transf.* 45 (4) (**2002**) 755–764.
- [33] S. Khandekar, X. Cui, M. Groll, Thermal performance modeling of pulsating heat pipes by artificial neural network, in: **Twelfth IHPC**, 2002, Moscow, Preprint V2, B2, **2002**, pp. 1–5.
- [34] P. Sakulchangsattajai, P. Chareonsawan, T. Waowaew, Mathematical modeling of closed-end pulsating heat pipes operating with a bottom heat mode, *Heat Transfer Eng.* 29 (3) (**2008**) 239–254.
- [35] R.C. Givler, M.J. Martinez, Modeling of Pulsating Heat Pipes, **SANDIA REPORT**, SAND2009-4520, Springer, August **2009**.
- [36] D.Z. Yuan, W. Qu, T.Z. Ma, Flow and heat transfer of liquid plug and neighboring vapor slugs in a pulsating heat pipe, *Int. J. Heat Mass Transf.* 53 (**2010**) 1260–1268.
- [37] S.P. Das, V.S. Nikolayev, F. Lefevre, et al., Thermally induced two-phase oscillating flow inside a capillary tube, *Int. J. Heat Mass Transf.* 53 (**2010**) 3905–3913.
- [38] V.S. Nikolayev, A dynamic film model of the pulsating heat pipe, *J. Heat Transfer*, August **2011**, Vol. Copyright _ 2011 by ASME 133/081504–1.
- [39] W. Shao, Y.W. Zhang, Effects of film evaporation and condensation on oscillatory flow and heat transfer in an oscillating heat pipe, *J. Heat Transfer*, April **2011**, Vol. Copyright _ 2011 by ASME 133/042901–1.
- [40] Mueller, D.W., Jr., and Abu-Mulaweh, H.I., “Prediction of the Temperature in a Fin Cooled by Natural Convection and Radiation”, *Applied Thermal Engineering*. Vol. 26, pp. 1662–1668, (**2006**).
- [41] Nada, S.A., “ Natural Convection Heat Transfer In Horizontal and Vertical Closed Narrow Enclosures with Heated Rectangular Finned Base Plate”, *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 50, pp. 667-679, (**2007**).
- [42] Inada, S., Taguchi, T., and Yang, W.J., “Effects of Vertical Fins on Local Heat Transfer Performance in a Horizontal Fluid Layer”, *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 42, pp. 2897–2903, (**1999**).

[43] Arquís, E., and Rady, M., "Study of Natural Convection Heat Transfer in a Finned Horizontal Fluid Layer", *Int. J. Therm. Sci.* Vol. 44, pp. 43–52, (2005).

[44] Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", **Hemisphere**, New York, (1980).

فهرست منابع فارسی

[۴۵] آیدا همّت، "بررسی اثر به کارگیری مبدل های پوسته-لوله ای با لوله های پیچشی در شبکه مبدل های

حرارتی"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی سهند تبریز، تابستان ۱۳۸۹.

[۴۶] شهاب حقایق، محمدحسین سعید، حسین افشین، محمدبهشاد شفیعی "بررسی تجربی لوله های

حرارتی نوسانی و تاثیر تغییر طول ناحیه تبخیرکننده بر عملکرد آن"، مجله علمی و پژوهشی مهندسی

مکانیک مدرس، اسفند ۱۳۹۲ و دوره ۱۳ شماره ۱۵ صفحات ۱۱۰ الی ۱۱۵.

[۴۷] لیلا یوسفی - استاد راهنما: مرتضی خلجی اسدی . علی اصغر حمیدی "طراحی و مدلسازی و ساختار

لوله حرارتی تر موسیفونی خورشیدی" پایان نامه کارشناسی ارشد - دانشگاه تهران . ۱۳۷۹ .

[۴۸] هادی کارگر شریف آباد . محمد بهشاد شفیعی . محمدحسن طالبی "استفاده از لول ههای حرارتی

نوسانی بعنوان جایگزین مناسب فین در مبدلهای گرمایی پیشرفته"، دومین همایش بین المللی مبدلهای

گرمایی در صنایع نفت و انرژی . هم اندیشان انرژی کیمیا . ۱۳۸۹

[۴۹] رضا یوسفی "تحلیل ترمودینامیکی با هدف بهسازی لوله های حرارت"، پایان نامه کارشناسی ارشد ۱۳۷۸

- دانشگاه علم و صنعت ایران.

[۵۰] محمدبهشاد شفیعی . هادی کارگر شریف آباد . محمدحسن طالبی "طراحی، ساخت و بررسی عملکرد

نمونه آزمایشگاهی مبدل بازیافت حرارت با استفاده از لوله های حرارتی نوسانی"، نوزدهمین همایش سالانه

مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوس مشهد. انجمن مهندسان مکانیک ایران ۱۳۹۰

[۵۱] محمدرضا جعفری نصر، آیدا همّت و امین سالم " الگوریتم طراحی سریع و بررسی شاخص‌های کارکرد فناوری جدید مبدلهای حرارتی با لوله‌های پیچشی در صنایع نفت (بخش اول)", مجله پژوهش نفت، شماره ۶۷، صفحه ۸۳-۹۸، ۱۳۹۰.

[۵۲] رضا خدامی - استاد راهنما: علی عباس‌نژاد " ساخت و بهبود عملکرد لوله حرارتی‌نوسانی " پایان‌نامه کارشناسی ارشد - دانشگاه شاهرود . ۱۳۹۳ .

فهرست منابع سایت

[52] Oscillating pipes, <http://www.brownfintube.com>

[53] مبدل های حرارتی , www.wikipedia.com

[54] <http://www.brownfintube.com>

Abstract

In order to optimize the efficiency and heat recovery for applications HPHE operating temperature heat pipe heat exchangers energy reserve of the system are considerable and more research is needed. Many parameters to optimize heat exchangers, heat pipes and heat from the perspective of economic efficiency and temperature optimum performance can be achieved by controlling these parameters. The important point in increase of energy recovery is the interval that they really work.

Indirect methods are usually used for this purpose while the heat exchangers can also be used for this purpose. It is clear that the efficiency directly depends on the size and cost of the tube. It is noteworthy that prior to the installation of heating systems, heat recovery and economic feasibility study is necessary.

Effective control of a flexible heat pipe is also important. They can easily play any type of heat transfer to the heat exchanger. The thermal resistance of heat pipe heat exchanger should be about the cause of the smaller and less payment. Heat pipe heat exchangers developed using the swing is started, including the Air preheater heat exchanger in thermal power plants, heat recovery from exhaust smoke and cooling the electronic components can be mentioned. It is clear that despite the simplicity of the construction of this type of recovery, the efficiency is significant. In this project, the efficiency of the heat exchanger tubes, thermal fluctuations in a sample tube heat recovery by thermal fluctuations that are designed and built. The results of simulation are also compared to implementation.

Key words: Heat exchangers, heat pipes, oscillating heat pipe, heat exchanger efficiency optimization, simulation of heat flow



University of Shahrood
Department of Mechanical Engineering

Numerical simulation of pulsating Heat Pipe

Ali shariati

Supervisor:
Dr. Mohammad Mohsen Shahmardan
Dr . Ali Abasnejad

February 2015