

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

رشته مهندسی سیستم های انرژی

گرایش سیستم های انرژی

مدل سازی عملکرد تبادلگرهای حرارتی ترموسیفونی

برای کاربردهای دما بالا

نگارنده: کاوه صادقی

اساتید راهنما

دکتر محمد حسین احمدی

دکتر مصطفی کاهانی

استاد مشاور

دکتر محمد ضامن

اسفند ماه ۱۴۰۰

تقدیم بہ پدر و مادر عزیزم

مَشْكُور و قدردانی از زحمات بی دریغ اساتید محترم جناب آقای دکتر محمد حسین احمدی و جناب آقای دکتر مصطفی کاظمی

تهدنامه

اینجانب کاوه صادقی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم‌های انرژی گرایش سیستم‌های

انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه مدل سازی عملکرد تبادله‌های حرارتی

ترموسیفونی برای کاربردهای دما بالا تحت راهنمایی دکتر محمد حسین احمدی و دکتر مصطفی کاهانی

متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان‌نامه 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 پایان‌نامه 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 می‌باشد 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 پایان‌نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاقی انسانی رعایت شده است.

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه ای، نرم‌افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود. استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده

در قرن اخیر انرژی از اهمیت ویژه‌ای به دلیل کمبود منابع انرژی و همچنین میزان اتلاف زیاد آن برخوردار شده است. استفاده بهینه از انرژی و به حداقل رساندن میزان اتلاف آن به یکی از بزرگ‌ترین اهداف محققان تبدیل شده و زمینه ساخت و تولید وسایلی جهت رسیدن به این هدف را فراهم آورده است. هیت پایپ یا لوله گرمایی یک وسیله انتقال حرارت دو فاز با سرعت انتقال حرارت بسیار بالا است که براساس تبخیر و چگالش مایع محبوس گردشی در یک لوله دو سر بسته کار می‌کند. هدف اصلی این مطالعه بررسی یک لوله گرمایی بدون فتیله و یا اصطلاحاً ترموسیفون دو فاز با بسته دما متوسط یا بالا که قابلیت استفاده در رنج دمایی مدنظر در نیروگاه‌های بخار (350°C – 100°C) را داشته باشد است. پس از ایجاد شبکه محاسباتی در نرم افزار گمبیت، ترموسیفون در نرم افزار فلوئنت با استفاده از مدل VOF شبیه‌سازی می‌شود. در این مطالعه ابتدا یک ترموسیفون مرسوم شبیه‌سازی و از نتایج آن برای اعتبار سنجی و بررسی صحت شبیه‌سازی عددی استفاده شده است. سپس ترموسیفون دما بالا با سیال عامل روغن شبیه‌سازی شده است. دمای قسمت تبخیر کننده ترموسیفون 220°C ثابت و شرایط مرزی در بخش چگالنده ترموسیفون 25°C در نظر گرفته شده است. کانتورهای فرآیند جوشش و تبخیر برای هر یک از نسبت‌های پر شدن سیال عامل در قسمت نتایج بیان شده است. کانتور حالت پایا برای نسبت پر شدن ۳۰ درصد نیز نشان داده شده است. این کانتور بعد از گذشت ۸۴ ثانیه از شروع فرآیند بدست آمده است. بعد از رسیدن به حالت پایا، مقاومت حرارتی این ترموسیفون $0/54$ کلون بر وات محاسبه گردید. روغن انتخابی در سیستم ترموسیفون برای کاربرد مدنظر به خوبی عمل کرده و راندمان سیستم را تا حدود ۹۶٪ افزایش می‌دهد. با شبیه‌سازی ترموسیفون در نسبت‌های پر شدن ۳۰، ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درصد، نسبت پر شدن بهینه برای سیستم ترموسیفون دما بالای مورد بررسی ۵۰ درصد به دست آمده است.

کلمات کلیدی: ترموسیفون دما بالا، سیال عامل روغن، انتقال حرارت، راندمان حرارتی

فهرست مطالب

ز	فهرست مطالب
ی	فهرست جداول
ک	فهرست اشکال
م	فهرست علائم
۱	فصل ۱: مقدمه
۲	۱-۱ مقدمه
۴	۱-۲ ترموسیفون
۵	۱-۲-۱ تفاوت بین ترموسیفون و لوله گرمایی
۵	۱-۲-۲ انواع ترموسیفون ها
۱۰	۱-۲-۳-۱ انواع دستگاه های انتقال حرارت ترموسیفون از نظر طراحی
۱۵	۱-۲-۳-۲ محدودیت های انتقال حرارت در ترموسیفون ها
۱۶	۱-۲-۳-۳ عوامل موثر بر عملکرد حرارتی ترموسیفون
۱۶	۱-۲-۳-۴ اهداف پژوهش
۱۹	فصل ۲: پیشینه پژوهش
۲۰	۲-۱-۱ مقدمه
	۲-۱-۲ بررسی کلی ویژگی های ترموسیفون و استفاده از سیال عامل مناسب و حرارت ورودی مناسب
۲۱	۲-۱-۲-۱ اصلاح مکانیکی و سطحی در ساختار لوله ترموسیفون

۴۶ ۳-۱-۲- مدل سازی ریاضی و محاسباتی

فصل ۳ : بررسی معادلات حاکم و نحوه شبیه سازی ۴۹

۵۰ ۱-۳- مقدمه

۵۰ ۲-۳- پارامترهای مهم جریان دوفازی

۵۲ ۳-۳- روش های آنالیز جریان دوفاز

۵۳ ۱-۳-۳- مدل همگن

۵۳ ۲-۳-۳- مدل دریافت فلاکس

۵۴ ۳-۳-۳- مدل دو سیال

۵۵ ۴-۳- مدل سازی CFD مساله حاضر

۵۸ ۱-۴-۳- معادلات ناویر-استوکس برای مدل VOF

۶۱ ۲-۴-۳- انتقال جرم و گرما در طول فرآیندهای تبخیر و میعان

۶۲ ۳-۴-۳- شرایط مرزی

۶۳ ۴-۴-۳- استراتژی حل و معیار همگرایی

فصل ۴ : نتایج ۶۵

۶۶ ۱-۴- مقدمه

۶۶ ۲-۴- شبیه سازی ترموسیفون

۶۷ ۱-۲-۴- مطالعه مش

۶۹ ۲-۲-۴- اعتبار سنجی

۷۳ ۳-۴- شبیه سازی ترموسیفون دو فازی بسته با سیال عامل روغن دما بالا

۷۴ ۱-۳-۴- مشخصات فیزیکی سیال عامل

۷۵ ۲-۳-۴- مشخصات هندسی ترموسیفون دما بالا

۷۷ ۲-۳-۴- استقلال حل از شبکه محاسباتی

۴-۳-۴ بررسی فرآیند جوشش در ترموسیفون با نسبت‌های پر شدن مختلف ۷۷

۴-۳-۵ ارزیابی کلی ترموسیفون در نسبت پر شدن ۳۰ درصد ۸۸

فصل ۵: نتیجه‌گیری و پیشنهادات ۹۵

۵-۱ نتیجه‌گیری ۹۶

۵-۲ پیشنهادات ۹۷

فهرست جداول

جدول ۱-۱ دسته بندی انواع ترموسیفون [۴].....	۶
جدول ۱-۲ تنظیمات کلی تجهیزات آزمایش ترموسیفون.....	۲۳
جدول ۱-۳ ساختار ترم چشمه و انرژی [۳۴].....	۶۲
جدول ۲-۳ خلاصه ای از پارامترهای در نظر گرفته شده.....	۶۴
جدول ۲-۴ نتایج استقلال حل از شبکه.....	۶۸
جدول ۳-۴ اعتبارسنجی حل عددی.....	۷۰
جدول ۵-۴ راندمان حرارتی ترموسیفون.....	۷۱
جدول ۶-۴ مشخصات فیزیکی سیال عامل.....	۷۴
جدول ۷-۴ مشخصات هندسی ترموسیفون دما بالا.....	۷۵
جدول ۸-۴ شرایط مرزی استفاده شده در ترموسیفون دما بالا.....	۷۵
جدول ۹-۴ نتایج استقلال حل از شبکه.....	۷۷
جدول ۱۱-۴ راندمان حرارتی و مقاومت حرارتی ترموسیفون برای نسبت های مختلف پر شدن.....	۹۴

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱ ساختار لوله گرمایی [۲] ۴
- شکل ۲-۱ ترموسیفون باز و قسمت‌های تشکیل دهنده آن [۵] ۷
- شکل ۳-۱ ترموسیفون بسته تک فاز [۷] ۹
- شکل ۴-۱ ترموسیفون و قسمت‌های تشکیل دهنده آن [۸] ۱۰
- شکل ۵-۱ انواع ساده ترموسیفون [۹] ۱۱
- شکل ۶-۱ الف- ترموسیفون با چند لوله خمیده و دو منیفولد جداگانه ب- ترموسیفون با چند لوله خمیده و یک منیفولد ج- ترموسیفون دارای یک بخش تبخیرکننده و چگالنده دارای کانال‌های جریان بخار و مایع متصل شده توسط یک مجرا [۱۰] ۱۲
- شکل ۷-۱ ترموسیفون خمیده [۱۰] ۱۳
- شکل ۸-۱ ترموسیفون با گردش طبیعی اتصال به زمین [۱۱] ۱۵
- شکل ۱-۲ تجهیزات آزمایشگاهی جهت مطالعه تجربی عملکرد دستگاه ترموسیفون [۱۵] ۲۲
- شکل ۲-۲ زوایای شیب ترموسیفون در دو نوع نرخ پرشدن [۲۲] الف- $0 < A < 0.5$ ب- $0.5 \leq A \leq 1$ ۲۵
- شکل ۳-۲ اثرات قطرات چگالیده شده بر ناپایداری جوشش [۲۹] ۲۸
- شکل ۴-۲ کانتور کسر حجمی بخار با سطح رابط [۳۰] الف- پراکنده ب- تند ۲۹
- شکل ۵-۲ فرآیند چگالش و جوشش در یک ترموسیفون با سیال عامل R404A [۳۵] ۳۱
- شکل ۶-۲ رفتار جریان بخار و مایع چگالیده در مقاطع مختلف از ترموسیفون [۳۷] ۳۲
- شکل ۷-۲ طرح کلی فرآیند جوشش گیسر [۴۰] ۳۳
- شکل ۸-۲ فرآیند جوش گیسر در یک ترموسیفون برای توان حرارتی ۳۰ وات [۴۱] ۳۴
- شکل ۹-۲ کانتورهای کسر حجمی بخار در چند ثانیه مختلف از زمان شبیه‌سازی در نسبت پر شدن‌های مختلف [۴۳] ۳۵
- شکل ۱۰-۲ الف: مدل ترموسیفون مورد بررسی [۴۴] ب: کانتور کسر حجمی بخار برای نسبت پر شدن ۵۰٪ زاویه 90° ۳۶
- شکل ۱۱-۲ توزیع بخار-مایع در بخش تبخیرکننده برای انواع توان حرارت ورودی مختلف (A) ۴۰ وات (B) ۶۰ وات (C) ۸۰ وات [۴۵] ۳۷
- شکل ۱۲-۲ تجهیزات آزمایشگاهی ترموسیفون حلقه‌ای [۵۳] ۱- صفحه گرمایش الکتریکی ۲- ترموسیفون حلقه‌ای ۳- بالابر بخار ۴- فین‌های چگالنده ۵- شیر سوپاپی ۶- لوله برگشت مایع ۷- ترموکوپل ۸- دیتالاگر دما ۹- کنترلر دما ۳۹
- شکل ۱۳-۲ کانتور دما در ترموسیفون الف- با هندسه ساده چگالنده ب- با هندسه پره دار چگالنده [۵۵] ۴۱
- شکل ۱۴-۲ کانتور دما در قسمت چگالنده [۶۱] الف- با فین ب- بدون فین در $T=20s$ ۴۳

- شکل ۲-۱۵- دو ترموسیفون به صورت الف- مارپیچ ب- مستقیم [۶۵] ۴۵
- شکل ۲-۱۶- توزیع دمایی از مقطع قسمت چگالنده بعد از یک ساعت قرارگیری در شارحرارتی 500 W/M^2 ۵۰۰
- خورشیدی در ترموسیفون الف- مستقیم ب- مارپیچ با ۱۰ دور ج- مارپیچ با ۲۰ دور د- مارپیچ با ۳۰ دور ۴۶
- ه- مارپیچ با ۴۰ دور و- مارپیچ با ۴۵ دور [۶۵] ۴۶
- شکل ۴-۱. ساختار ترموسیفون فضل و همکاران [۳۴] ۶۷
- شکل ۴-۲. شبکه محاسباتی ترموسیفون با ۸۰۰۰۰ سلول محاسباتی به کار رفته ۶۹
- شکل ۴-۳. کانتور کسر جرمی در تبخیرکننده در ترموسیفون ۷۲
- شکل ۴-۴. ترموسیفون مورد استفاده در این پژوهش (الف) هندسه ب) شبکه محاسباتی با ۱۱۰۰۰۰ سلول ۷۶
- محاسباتی ۷۶
- شکل ۴-۵. کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای نسبت پر شدن ۵۰ درصد در زمان‌های مختلف بر ۸۰
- حسب ثانیه ۸۰
- شکل ۴-۶. کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای پر شدن ۷۰ درصد در زمان‌های مختلف بر حسب ثانیه ۸۲
- شکل ۴-۷. کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای پر شدن ۹۰ درصد در زمان‌های مختلف بر حسب ثانیه ۸۴
- شکل ۴-۸. مقایسه کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای نسبت‌های پر شدن متفاوت در دو زمان ۰/۷ و ۲ ثانیه بعد از شروع فرآیند ۸۵
- شکل ۴-۹. مقایسه کانتور دما در ترموسیفون برای نسبت‌های پر شدن متفاوت در دو زمان ۸۷
- شکل ۴-۱۰. کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای نسبت پر شدن ۳۰ درصد ۹۰
- شکل ۴-۱۱. کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای نسبت پر شدن ۳۰ درصد در حالت پایا (۸۴ ثانیه) ۹۲
- شکل ۴-۱۲. دمای جداره بر حسب طول برای زمان‌های مختلف برای نسبت پر شدن ۳۰ درصد ۹۳
- شکل ۴-۱۳. نمودار توزیع دمای جداره بر حسب طول برای حالت پایا برای نسبت پر شدن ۳۰ درصد ۹۴

فهرست علائم

واحد	توضیحات	پارامتر
		نماد ها
m^2	سطح مقطع عرضی	A
	انحناء سطحی	C
$kJ/kg.K$	گرمای ویژه	C_v
J	انرژی	E
N	نیرو	F
N	نیروی حاصل از تنش برشی	F_w
	دیواره	
N	نیروی جاذبه	F_g
	ضریب اصطکاک	f
$kg/s.m^2$	شار جرمی	G
m/s^2	شتاب جاذبه	g
$W/m^2.K$	ضریب انتقال حرارتی جابه‌جایی	h
	تانسور واحد	I
$W/m.K$	هدایت حرارتی	k
m	ارتفاع	L
m	طول	l
	عدد مریت	M
kg	جرم	m
	نسبت لغزش	P
Pa	فشار	P
Pa	فشار مایع در روی سطح مشترک	P_{il}
Pa	فشار گاز در روی سطح مشترک	P_{ig}
W	نرخ انتقال حرارت	Q
m^3/s	دبی حجمی	$\dot{Q}$
K/W	مقاومت حرارتی	R
	محیط ترشده به وسیله فاز	S
	ترم جرمی	S_m

	ترم انرژی	S_E
K	درجه حرارت	T
K	دمای متوسط	$\bar{T}$
s	زمان	t
m/s	سرعت هر فاز	U_f
m/s	سرعت ظاهری	U_{sf}
m/s	سرعت محلی	u
m/s	سرعت دریافت	u_{gj}
m ³	حجم	V
m/s	بردار سرعت	$\mathbf{V}$
kg/s	دبی جرمی	W
	کیفیت جریان	X
نماد های یونانی		
	کسر حجمی	α
	کیفیت حجمی	β
kg	انتقال جرم بین دو فاز	Γ_m
	راندمان	η
Pa.s	ویسکوزیته دینامیکی	μ
kg/m ³	دانسیته	ρ
N/m	ضریب تنش سطحی	σ
Pa	تنش	τ
اندیس ها		
	چگالنده	C
	چگالنده	CON
	نیروی سطحی پیوسته	CSF
	تبخیرکننده	EVA
	نمایش کلی فاز ها	f
	فاز گاز	g
	سطح مشترک	i
	فاز مایع	l
	مخلوط	mix
	اشباع	Sat

دیوارہ

w

س

فصل ۱: مقدمه

۱-۱ مقدمه

در قرن اخیر به دلیل کمبود منابع انرژی و میزان اتلاف زیاد آن، انرژی از اهمیت خاصی برخوردار شده است. کاستن از میزان اتلافات و استفاده بهینه از انرژی به یکی از بزرگترین اهداف محققان تبدیل شده و زمینه ساخت و تولید وسایل نوین جهت رسیدن به این هدف را فراهم آورده است. روش‌های زیادی به منظور بهبود راندمان تجهیزات حرارتی وجود دارد که از آن جمله می‌توان به استفاده از لوله گرمایی و نوع بدون فیتیله آن یعنی ترموسیفون دو فازی بسته اشاره کرد.

اولین ایده پیرامون لوله گرمایی^۱ در سال ۱۸۳۱ میلادی توسط مارش پرکینز^۲ مهندس و محقق آمریکایی در زمینه‌ی فناوری‌های نوین سیستم حرارت مرکزی ارائه شده است. لوله گرمایی با عنوان لوله پرکینز^۳ از لوله‌های آهنی باریک اختراع شده است که در آن آب گردشی در داخل لوله‌ها (در حالت تک فاز و فشار بالا) بین کوره و دیگ بخار، یک سیستم گرمایش غیر مستقیم ایجاد می‌کند. این لوله‌ها در آن زمان در بویلر لوکوموتیوها استفاده می‌شدند. بعد از آن در سال ۱۹۴۲، طرح لوله گرمایی با خاصیت مویینگی توسط ریچارد گاگلر^۴ ارائه و ثبت شده است که حدود بیست سال بعد یعنی در سال ۱۹۶۳ گروور^۵ توانست استفاده از لوله گرمایی را در خنک‌کاری تجهیزات الکترونیکی و همچنین کاربردهای فضاوردی اجرایی کند [۱].

لوله گرمایی یک وسیله انتقال حرارت اتوماتیک است که نیاز به کنترل خارجی خاصی در طی عملکرد خود ندارد. با توجه به نوع سیال عامل این وسیله می‌تواند در محدوده دمایی ۴ تا ۲۶۰۰ کلوین بکاربرده می‌شود. از جمله کاربردهای لوله گرمایی استفاده از آن در واحدهای صنعتی با دماهای بالای ۶۷۳ کلوین می‌باشد. لوله گرمایی رسانندگی گرمایی بالایی در فواصل قابل توجهی دارد که این ویژگی آن سبب شده تا در زمینه‌های گوناگونی از جمله واحدهای صنعتی و صنایع هوا فضایی مورد استقبال قرار گیرد.

اجزای تشکیل دهنده یک لوله گرمایی یک لوله استوانه ای دو سر بسته یا به عبارت ساده تر یک ظرف

1 - Heat Pipe
2 - Angier March Perkins
3 - Perkins Tube
4 - Richard S. Gaugler
5 - G.M. Grover

مهر و موم شده (دیواره لوله و درپوش‌های انتهایی)، یک فتیله یا ساختار مؤیین جهت باز گرداندن سیال چگالیده شده از چگالنده به منطقه تبخیرکننده با تکیه بر عمل موئینگی و مقدار کمی سیال عامل گردشی در تعادل با بخار مخصوص به خود است. در لوله‌های گرمایی می‌توان از انواع مختلف سیالات مانند آب، استون، متانول، آمونیاک یا سدیم بر اساس دمای کاری مورد نیاز استفاده کرد. همانطور که در شکل ۱-۱ نشان داده شده است، طول یک لوله گرمایی به سه قسمت تبخیرکننده^۱، آدیاباتیک^۲ و چگالنده^۳ تقسیم‌بندی می‌شود که بسته به نوع کاربرد و طراحی می‌تواند چندین منبع حرارتی، گرماگیر و آدیاباتیک داشته باشد و یا قسمت آدیاباتیک در آن حذف شود. اساس کار این وسیله یک رژیم جریان دو فازی تبخیر-چگالش جهت انتقال حرارت در داخل لوله است که از گرمای نهان تبخیر جهت انتقال حرارت مقدار زیادی انرژی بین دو محیط با اختلاف دمایی کوچک استفاده می‌گردد. بدین گونه که سیال واسط در لوله با دریافت حرارت ورودی از طریق دیواره لوله و ساختار فتیله در قسمت تبخیرکننده، تبخیر شده و فشار بخار حاصل، بخار را از طریق بخش آدیاباتیک به چگالنده هدایت می‌کند، جایی که بخار متراکم می‌شود، گرمای نهان تبخیر خود را به قسمت گرماگیر^۴ داده و بر روی سطح این قسمت چگالیده می‌شود.

فشار موئینگی ایجاد شده توسط گوژی یا کاوی سطح مایع (مینیسک‌ها)^۵ در مرز مابین دو فاز مایع و بخار^۶ در فتیله، مایع تغلیظ شده را به قسمت تبخیرکننده پمپ می‌کند. بنابراین، لوله گرمایی می‌تواند گرمای نهان تبخیر را به طور مداوم از قسمت تبخیرکننده به قسمت چگالنده منتقل نماید. این فرآیند تا زمانی که فشار موئینگی کافی جهت انتقال میعان به قسمت تبخیرکننده وجود داشته باشد ادامه خواهد داشت. همانطور که در شکل ۱-۱ مشاهده می‌گردد، مینیسک‌ها در مرز بین مایع و بخار در قسمت تبخیرکننده به دلیل به عقب سرازیر شدن مایع در منافذ فتیله، بسیار خمیده است. از طرف دیگر، در طی فرآیند میعان، مینیسک‌ها در قسمت چگالنده تقریباً صاف هستند. فشار موئینگی به دلیل کشش سطحی سیال در گردش و ساختار منحنی

1 - Evaporator

2 - Adiabatic

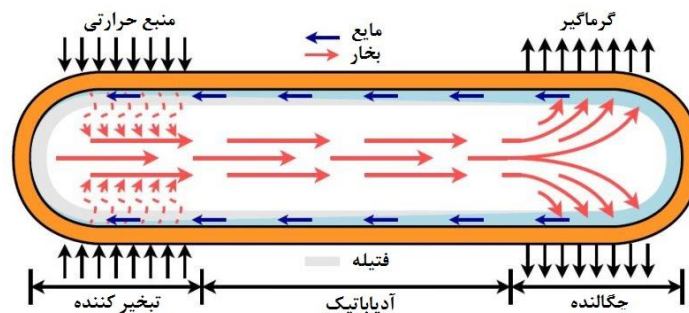
3 - Condenser

4 - Heat sink

5 - Meniscus

6 - Menisci

رابط مایع و بخار به وجود می‌آید. تفاوت در انحنای مینیسک‌ها در طول رابط مایع و بخار باعث تغییر فشار در طول لوله می‌گردد. این اختلاف فشار، مایع را در مقابل افت فشار مایع و بخار و نیروهای مخالف مانند جاذبه یا شتاب به گردش در می‌آورد.



شکل ۱-۰ ساختار لوله گرمایی [۲]

لوله گرمایی به طور کلی به دو نوع فتیله دار و بدون فتیله تقسیم می‌شود. اختلاف این دو نوع در نحوه بازگشت سیال عامل در لوله گرمایی است که در نوع فتیله‌دار توسط فتیله و در نوع بدون فتیله که ترموسیفون^۱ نام دارد، از طریق جاذبه انجام می‌گردد [۲].

۱-۲ ترموسیفون

ترموسیفون را می‌توان به عنوان یک سیستم سیال در گردش توصیف کرد که با استفاده از اختلاف دما (هرچند ناچیز) بین بخش تبخیرکننده و چگالنده، جریان هدایت کننده شناوری را به منظور انتقال انرژی گرمایی ایجاد می‌کند. از ترموسیفون‌ها در طیف گسترده‌ای از زمینه‌ها مانند استفاده از انرژی خورشیدی، توربین گاز، کاربردهای زمین گرمایی، صنایع الکترونیکی، برنامه‌های هسته‌ای و موارد دیگر استفاده می‌شود.

۱-۲-۱ تفاوت بین ترموسیفون و لوله گرمایی

- لوله‌های گرمایی فتیله‌ای و بدون فتیله (ترموسیفون) دارای ویژگی‌های مشترک زیادی در ساخت، بهره‌برداری و کاربرد هستند. با این حال، آن‌ها در برخی جنبه‌ها متفاوت هستند:
- فتیله: برخلاف ترموسیفون، فتیله بر روی قسمت‌های داخلی لوله گرمایی فتیله قرار گرفته است. این امکان بازگشت مایع غلیظ شده حتی در برابر گرانش را فراهم می‌کند.
 - جهت‌گیری لوله‌ها: قسمت چگالنده ترموسیفون باید در قسمت بالایی تبخیرکننده قرار داشته باشد زیرا بازگشت میعان‌ات اساساً توسط نیروی گرانش انجام می‌شود، در حالی که در مورد لوله گرمایی فتیله‌ای، قسمت تبخیرکننده را می‌توان در قسمت بالا قرار داد زیرا بازگشت میعان‌ات بر اساس اثرات موئینگی ناشی از وجود فتیله است.
 - نیاز به بخش آدیاباتیک: ترموسیفون ممکن است دارای بخش آدیاباتیک نباشد در حالی که اکثر لوله‌های گرمایی فتیله دار به منظور جدا کردن بخش‌های تبخیر و تقطیر دارای این بخش هستند.
 - وقتی مایع در حال کار در ظرف در بسته بیشتر می‌شود، یک استخر مایع (در صورت ترموسیفون) تشکیل می‌دهد در حالی که در مورد لوله حرارتی فتیله، مواد فتیله را اشباع می‌کند [۳].

۱-۲-۲ انواع ترموسیفون‌ها

- ترموسیفون‌ها را می‌توان از بسیاری جهات طبقه‌بندی کرد. دیویس و موریس (۱۹۶۵) ترموسیفون‌ها را بر اساس موارد زیر طبقه‌بندی کرده‌اند:
- الف. ماهیت مرزها (اگر سیستم باز یا بسته به جریان جرم باشد).
 - ب - رژیم انتقال گرما (اگر فرآیند کاملاً جابجایی طبیعی یا جابجایی طبیعی و اجباری مخلوط باشد).
 - ج - تعداد فازهای موجود (اگر سیستم تک فاز یا دو فاز باشد).
 - د - ماهیت نیروی حجمی (اگر گرانشی یا چرخشی باشد) [۴].

به طور کلی انواع ترموسیفون‌ها را می‌توان در جدول ۱-۱ دسته‌بندی نمود.

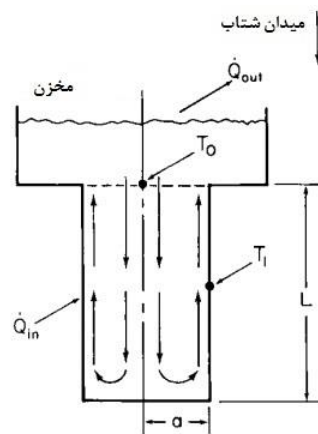
جدول ۱-۱ دسته‌بندی انواع ترموسیفون [۴]

رژیم انتقال حرارتی	نیروی حجمی	سیستم باز		سیستم بسته	
		تک فاز	دو فاز	تک فاز	دو فاز
جابجایی طبیعی	ایستایی	چشمه‌های آب گرم	دیگ‌های ماشین لباسشویی	هیتر برقی غوطه ور آب گرم خانگی	دیگ‌های بخار لوله
				کوره‌ها	آب و هواشناسی
					اجاق‌های پخت و پز
		کتری آب گرم	کتری	بخاری‌های برقی با جسم انتقال دهنده گرما پر از روغن	پره‌های تبادله‌گر حرارتی
					سیستم ضد یخ برای شناورهای ناوبری
					تجهیزات خنک کننده برودتی
	چرخشی	خنک کننده پره توربین گاز جریان محوری	خنک کننده پره توربین گاز جریان محوری	خنک کننده پره توربین گاز جریان محوری	
				چگالنده‌های دوار	
جابجایی طبیعی و اجباری	ایستایی	تجهیزات خنک‌کاری الکتریکی بسته	زمینه‌های استفاده کننده از بخار	هیتر آب گرم گاز سوز خانگی	دیگ‌های دارای لوله آب
				گرمایش مرکزی جریان جاذبه (داخلی)	آب و هواشناسی با قدرت آب
		شومینه و دودکش		خنک‌کننده ترانسفورماتور (داخلی)	خنک‌کننده
				خنک‌کننده موتور خودرو	قهوه جوش
				خنک‌کننده راکتور هسته‌ای	پمپ‌های بخار جت حیوه حلقوی
				پره‌های تبادله‌گر حرارتی	
	چرخشی			خنک‌کاری تیغه توربین گاز محوری و شعاعی	خنک کننده روتور ماشین الکتریکی

۱-۲-۲-۱ سیستم ترموسیفون باز

همانطور که در شکل ۱-۲ نشان داده شده است، در این نوع از ترموسیفون‌ها قسمت زیرین آن‌ها بسته است

در حالی که قسمت بالای آن به یک مخزن سرد باز، متصل است. با گرم شدن دیواره ترموسیفون لایه‌های سیال مجاور آن گرم می‌گردد و به دلیل اثرات شناوری، سیال گرم شده و رو به بالا و در امتداد دیواره جریان می‌یابد. جریان سرد نیز به دلیل پیوستگی در مرکز لوله و به سمت پایین جریان می‌یابد. برای شارهای حرارتی بیشتر، نیروهای شناوری در نزدیکی دیواره شدیدتر هستند و یک رژیم لایه مرزی بدست می‌آید. برای شارهای حرارتی ضعیف، نیروهای شناوری کمتر می‌شوند و اثر برشی نسبتاً افزایش می‌یابد که باعث می‌شود لایه مرزی کل لوله را پر کند. تبادل مایعات بین مخزن و ترموسیفون تا جایی ادامه می‌یابد که مایعات درون این دو جز هم‌دما گردند [۵].



شکل ۱-۲ ترموسیفون باز و قسمت‌های تشکیل دهنده آن [۵].

۱-۲-۲-۲ سیستم ترموسیفون باز ایستایی و چرخشی

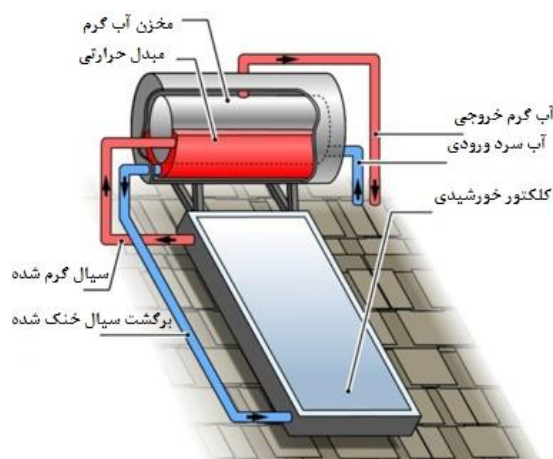
سیستم ترموسیفون ممکن است تحت شرایط ساکن (ایستایی)، جایی که جابجایی توسط شتاب جاذبه حفظ می‌شود، عمل کند، در این حالت انتهای بسته لوله نزدیکتر به زمین است، یا ممکن است تحت تأثیر شتاب‌های گریز از مرکز بسیار بزرگ ناشی از چرخش لوله همچون شتابی ۳۰۰۰ برابر گرانش در کاربرد خنک‌کننده تیغه توربین گاز عمل کند که در این حالت، ترموسیفون به صورت مسیر گذر شعاعی درون تیغه‌ها قرار می‌گیرد و با مخزن مایع خنک‌کننده در درام روتور ارتباط برقرار می‌کند. همچنین قسمت بسته این نوع از ترموسیفون‌ها در نزدیکی نوک پره قرار می‌گیرد [۶].

۳-۲-۱ سیستم ترموسیفون بسته

سیستم بسته به شکل لوله‌ای است که دو انتهای آن بسته شده است. از زمانی که مشکلات مهار، سازگاری شیمیایی و تحت فشار قرار گرفتن کاربردهای مختلف ترموسیفون‌های باز آشکارتر شد، ترموسیفون‌های بسته محبوبیت سریعی پیدا کرده‌اند. مدلسازی یک ترموسیفون بسته همانند ترموسیفون باز ساده است که در منطقه میانی لوله به هم متصل شده‌اند. بیشتر حالت‌های جریان یافت شده برای ترموسیفون‌های باز در ترموسیفون‌های بسته نیز وجود دارد. تفاوت اصلی در این نوع از ترموسیفون‌ها با ترموسیفون باز این است که جریان آشفته مسدود کننده به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. اختلاف چگالی بین قسمت‌های گرم شده و خنک شده حلقه‌های ایجاد شده در اثر جابجایی طبیعی در ترموسیفون‌های جابجایی طبیعی باعث جریان سیال می‌شود. حلقه‌های گردش طبیعی در کاربردهای مختلفی مانند سیستم‌های گرمایش و خنک سازی با استفاده از انرژی خورشیدی، تولید انرژی زمین گرمایی، حفاظت از یخ زدگی، خنک کننده پره توربین، خنک کننده‌های موتور و رایانه مورد استفاده قرار گرفته‌اند. پروفیل‌های سرعت و دما در این حلقه‌ها اغلب نشان‌دهنده وجود جریان معکوس و نوسانات است. دامنه پروفیل‌ها ممکن است ثابت بماند، ممکن است خراب شود یا تقویت شود [۵].

۱-۲-۲-۲-۱ سیستم ترموسیفون بسته تک فاز

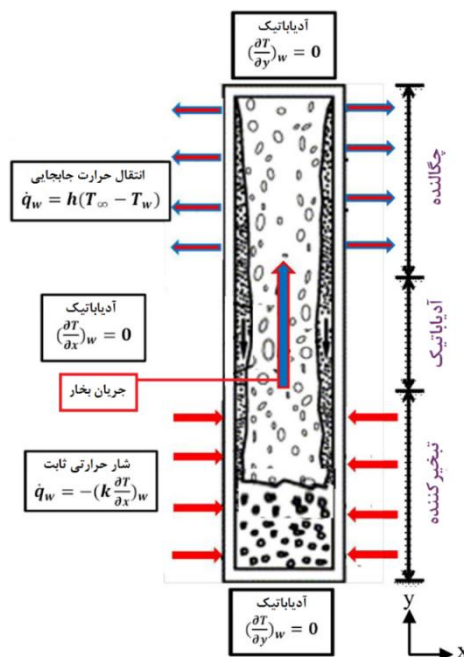
شکل ۱-۳ نشان دهنده یک ترموسیفون بسته تک فاز و یا به عبارتی آبگرمکن خورشیدی است که با توجه به مسایل زیست محیطی و صرفه جویی در مصرف انرژی امروزه در بسیاری از موارد کاربردی از جمله مصارف آب گرم خانگی مورد توجه قرار گرفته است. ترموسیفون یا سیستم‌های گرمایش آب خورشیدی گردش طبیعی ساده‌ترین و پرکاربردترین دستگاه‌های جمع‌آوری و استفاده از انرژی خورشیدی هستند این دستگاه شامل یک جمع‌کننده، مخزن ذخیره‌سازی و لوله‌های اتصال است. کلکتور از یک صفحه جاذب، لوله‌های بالابر و هدر، روکش شیشه، پوشش و عایق تشکیل شده است. آب در لوله‌های بالابر گرم می‌شود و به دلیل اختلاف چگالی به مخزن ذخیره می‌رود. این جریان به دلیل قدرت شناوری به سر ترموسیفون بستگی دارد که ناشی از تغییر چگالی آب ناشی از افزایش دمای آب در کلکتور خورشیدی است [۷].



شکل ۱-۳ ترموسیفون بسته تک فاز [۷]

۱-۲-۲-۲- سیستم ترموسیفون بسته دوفازی بسته

شکل ۱-۴ نشان دهنده یک ترموسیفون دو فازی بسته است که همانند لوله‌های گرمایی دارای سه بخش چگالنده، آدیباتیک و تبخیر کننده می‌باشند. قسمت چگالنده در بخش بالایی لوله ترموسیفون قرار می‌گیرد که در بعضی از کاربردهای ترموسیفون نیز نیازمند متمایل شدن لوله به زاویه افقی جهت قرارگیری حداکثری در معرض تابش خورشید می‌باشند (ترموسیفون خورشیدی دوفازی). از این رو بخار چگالیده شده در قسمت چگالنده ترموسیفون، برخلاف لوله گرمایی فتیله دار توسط نیروی جاذبه به بخش تبخیرکننده برمی‌گردد و بخار حاصل شده در قسمت تبخیر کننده با افزایش فشار بخار دوباره به قسمت چگالنده می‌رسد و این چرخه به اینصورت ادامه می‌یابد. با توجه به انتقال حرارت بالای ترموسیفون‌ها، حرارت منتقل شده موثر توسط ترموسیفون‌ها ۲۰۰ تا ۵۰۰ برابر مس که یک فلز با قابلیت حرارتی بالایی است، می‌باشد [۸].



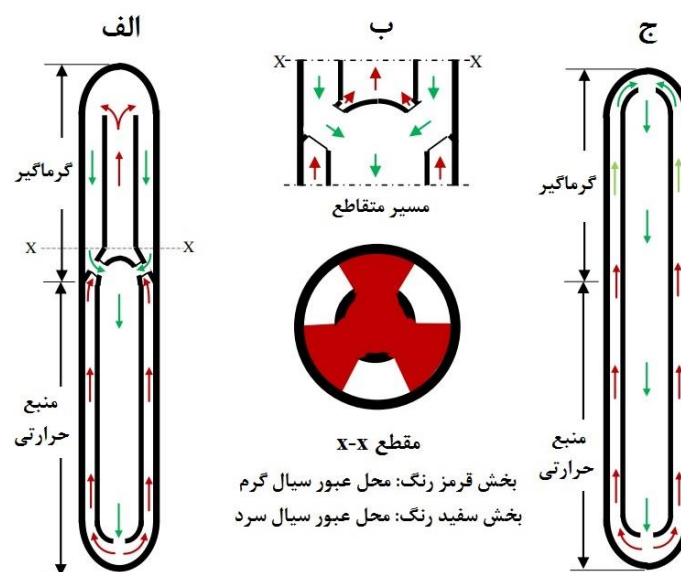
شکل ۴-۱ ترموسیفون و قسمت‌های تشکیل دهنده آن [۸]

۱-۲-۳- انواع دستگاه‌های انتقال حرارت ترموسیفون از نظر طراحی

۱-۲-۲-۱- ترموسیفون با مسیر متقاطع^۱ و بدون مسیر متقاطع

انواع مختلفی از دستگاه‌های ترموسیفون وجود دارند که ساده‌ترین آن‌ها در شکل ۵-۱ نشان داده شده است. شکل ۵-۱ الف نشان دهنده یک نوع ترموسیفون مسیر متقاطع است که در یک قسمت آن فاز مایع و بخار از مسیری متقاطع و روی هم، عبور می‌کنند. در شکل ۵-۱ ب جزئیات این مسیر نشان داده شده است که در آن جریان سیال گرم از مسیر کنار دیواره لوله بدون مخلوط شدن با سیال چگالیده شده توسط گرماگیر به مسیر داخلی لوله تغییر مسیر داده و به سمت بالا می‌رود. در این دستگاه نیمی از مسیر جریان توسط سیال گرم و نیمی دیگر توسط سیال سرد استفاده می‌شود. در شکل ۵-۱ ج یک نوع ترموسیفون بدون مسیر تقاطع نشان داده شده است که امکان ناپایداری آن در برخی شرایط کار، وجود دارد که پایداری ترموسیفون با مسیر متقاطع بیشتر از آن است اما با توجه به ساختمان ساده ترموسیفون بدون مسیر تقاطع، ساخت آن آسان‌تر از

ترموسیفون با مسیر متقاطع است. این نوع از ترموسیفون‌ها در سیستم‌های خنک کاری انواع سوخت‌ها جهت جلوگیری از ذوب سوخت و حذف هیدروژن‌های تولیدی استفاده می‌شوند. در این سیستم‌ها از دسته پین‌های سوخت حلقوی استفاده می‌گردد که سطح خارجی آن توسط سیستم خنک کننده فشار قوی طبیعی خنک می‌شود، در حالی که سطح داخلی آن توسط یک ترموسیفون با فلز مایع فشار پایین خنک می‌شود. هر پین سوخت دارای یک ترموسیفون با فلز مایع می‌باشد که گرما را به یک ترموسیفون با فلز مایع دیگری انتقال می‌دهد که نهایتاً این گرما به هوای محیط منتقل می‌گردد. در حالت عادی، حدود ۱٪ از گرمای تولید شده از طریق ترموسیفون به هوای محیط منتقل می‌شود که از این گرما برای تولید نیرو با کمک مولدهای ترموالکتریک استفاده می‌گردد. در صورت از بین رفتن کامل سیال خنک کننده اولیه، ترموسیفون حرارت اتلافی را به محیط دفع کرده و دمای سوخت را زیر سطح معمول (کمتر از ۸۵۰ درجه سانتیگراد) نگه می‌دارد که سبب تولید هیدروژن زیادی می‌گردد [۹].

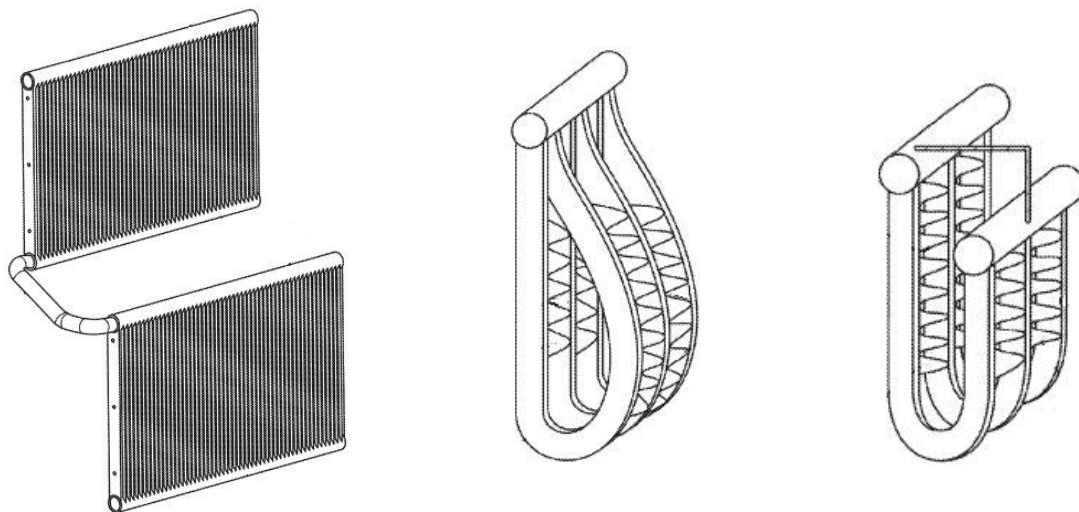


شکل ۱-۵ انواع ساده ترموسیفون [۹]

۲-۳-۲-۱- ترموسیفون با لوله‌های خمیده

در یک دستگاه ترموسیفون ممکن است بخش تبخیر کننده و چگالنده شامل یک یا چند لوله چند پورت باشد که به صورت لوله‌های مسطح با کانال‌های جریان موازی متعدد مرتب شده باشند و یا ممکن است به

صورت خمیده باشند و خمشی بین بخش‌های تبخیر کننده و چگالنده لوله‌ها ایجاد گردد. یک یا چند کانال لوله در خم ممکن است یک مسیر جریان بخار یا یک مسیر جریان مایع بین بخش‌های تبخیر کننده و چگالنده فراهم کند که می‌تواند ترموسیفونی کارآمدتر و با صرفه اقتصادی ایجاد نماید. در این نوع ترموسیفون‌ها در برخی از موارد، ممکن است یک یا چند لوله صاف و چند کاناله خم شده و خمشی تشکیل شود که در امتداد قوس ۴۵ درجه، ۹۰ درجه، ۱۸۰ درجه یا بیشتر امتداد داشته باشد. قسمت‌هایی از لوله‌ها در دو طرف خم ممکن است به ترتیب بخش‌های تبخیر کننده و چگالنده دستگاه ترموسیفون را فراهم کند و حداقل یک کانال لوله در خم ممکن است مسیر بخار یا جریان مایع بین بخش‌های تبخیر کننده و چگالنده را فراهم کند. در بعضی از طراحی‌ها ممکن است انتهای لوله‌ها به یک هدر یا منیفولد متصل شود و یک مسیر جریان بخار یا مایع بین بخش‌های تبخیر کننده و چگالنده فراهم می‌کند. شکل ۱-۶ انواع مختلف این نوع از ترموسیفون‌ها را نشان می‌دهد.



الف

ب

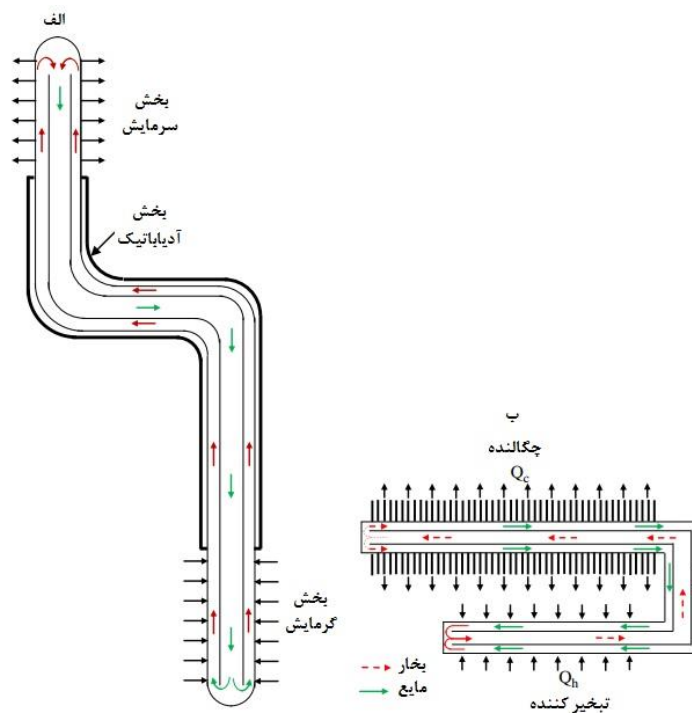
ج

شکل ۱-۶ الف- ترموسیفون با چند لوله خمیده و دو منیفولد جداگانه ب- ترموسیفون با چند لوله خمیده و یک منیفولد ج- ترموسیفون دارای یک بخش تبخیر کننده و چگالنده دارای کانال‌های جریان بخار و مایع متصل شده توسط یک مجرا [۱۰]

این نوع ترموسیفون در اجاق‌های خورشیدی جهت پخت و پز استفاده می‌گردد و همانطور که در

شکل ۱-۷ الف مشاهده می‌شود به غیر از بخش‌های گرمایش و سرمایش آن، بقیه بخش‌ها توسط لایه

سرامیکی عایق بندی شده است [۱۰].



شکل ۱-۷ ترموسیفون خمیده [۱۰]

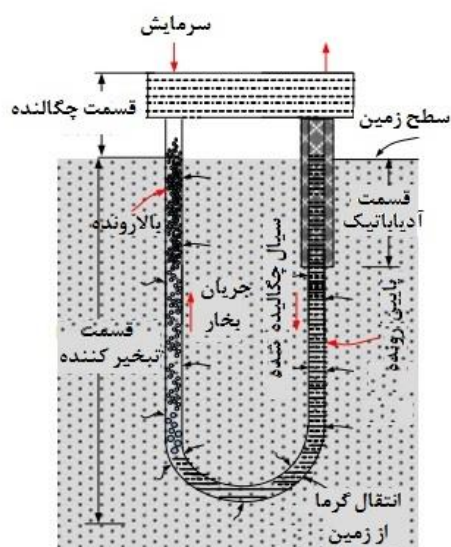
۱-۲-۳-۳- ترموسیفون بسته دوفازی ساده

گونه‌ای دیگر از ترموسیفون‌ها، ترموسیفون بسته است که متفاوت‌تر از ترموسیفون‌های معرفی شده تا به امروز می‌باشند. ترموسیفون بسته در اصل یک لوله عمودی است که در پایین آن منبع گرما و در قسمت بالای آن یک گرماگیر قرار دارد. در واقع، ترموسیفون بسته همان ترموسیفون نشان داده شده در شکل ۱-۴ می‌باشد. از این ترموسیفون‌ها با توجه به رخ دادن پدیده‌های جوشش در قسمت منبع حرارتی و چگالش در منبع گرماگیر به عنوان ترموسیفون‌های بسته دوفازی نیز یاد می‌شوند. با توجه به پرکاربرد بودن این نوع ترموسیفون در چند سال اخیر، چند نوع از این ترموسیفون‌ها بررسی شده‌اند.

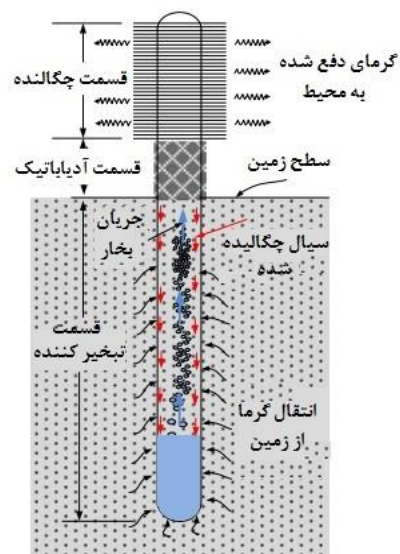
۱-۲-۳-۳-۱- ترموسیفون با گردش طبیعی اتصال به زمین

این سیستم یک دستگاه گردش دوفاز طبیعی است که گرما را از زمین (قسمت تبخیر کننده) استخراج کرده و در چگالنده تخلیه می‌کند (در بعضی موارد جو). یک واحد معمولی یک لوله یا ظرف عمودی است که

از دو طرف بسته شده و با سیال عامل دو فاز عمل می‌کند. فاز بخار سیال، بیشتر فضای لوله را اشغال می‌کند، در حالی که فاز مایع قسمت کوچکی از حجم کل را اشغال می‌کند. میعان‌ات تنها توسط گرانش جریان می‌یابد. به طور کلی، بخشی از لوله این ترموسیفون‌ها در بالای سطح زمین نصب می‌شود و باقیمانده آن دفن می‌شود. قسمت بالای زمین چگالنده و قسمت زیر زمین تبخیرکننده را تشکیل می‌دهد و در بخش بین تبخیرکننده و چگالنده قسمت آدیاباتیک قرار دارد. در بعضی موارد، قسمت تبخیرکننده زیرزمینی ۳ تا ۱۰٪ از سطح افقی متمایل است. نحوه‌ی گردش سیال همانند کلیه ترموسیفون‌ها می‌باشد و این چرخه تا زمانی که قسمت بالای زمین از قسمت زیر زمین سردتر باشد ادامه دارد. وقتی درجه حرارت در قسمت زمین بالاتر از دمای زمین باشد، انتقال حرارت از طریق دستگاه متوقف می‌شود. شکل ۱-۸ نشان‌دهنده دو نوع از این ترموسیفون است که در شکل ۱-۸ الف یک ترموسیفون تک لوله‌ای و شکل ۱-۸ ب ترموسیفون دولوله‌ای را نشان می‌دهد تفاوت این نوع از نوع تک لوله‌ای در این است که تبخیرکننده و چگالنده توسط دو لوله بالارونده و پایین رونده، به هم متصل می‌شوند. در این حالت، بخار صعودی و مایع نزولی عموماً برهم‌کنش ندارند. عیب اصلی این ترموسیفون‌ها این است که در حالت خنک‌کننده کار نمی‌کنند و فقط در حالت گرمایش کار می‌کنند، زیرا چگالنده فقط در یک جهت کار می‌کند. علاوه بر این، هزینه‌های اولیه، به ویژه حفاری، بسیار زیاد است. با این حال، این ضعف مخصوص این نوع از ترموسیفون‌ها نیست، بلکه در مورد هر نوع تبادله‌گر حرارتی منبع عمودی زمین نیز وجود دارد [۱۱].



ب



الف

شکل ۸-۱ ترموسیفون با گردش طبیعی اتصال به زمین [۱۱]

۱-۲-۴- محدودیت‌های انتقال حرارت در ترموسیفون‌ها

نرخ انتقال حرارت ترموسیفون به دلیل وجود پارامترهایی، محدود شده است. هر سیال عامل نقاط محدود مخصوص به خود را دارد که در ادامه این محدودیت‌ها شرح داده شده‌اند:

(الف) محدودیت جریان سیال:

این محدودیت به دلیل رفتار بین جریان مخالف بین سیال مایع و بخار، در سطح تماس مایع-بخار در ترموسیفون ایجاد می‌گردد.

(ب) محدودیت جوشش:

این محدودیت به دلیل نسبت پر شدن بالای مایع و شار حرارتی شعاعی بالا در قسمت تبخیر کننده است. تحت اثر این محدودیت در شار حرارتی بحرانی، حباب‌های بخار در نزدیکی دیواره لوله به هم پیوسته و مانع از تماس سیال عامل با سطح دیواره می‌گردند که این خود سبب افزایش سریع دمای دیواره قسمت تبخیر کننده می‌گردد.

ج) محدودیت خشک کردن:

این محدودیت به دلیل کوچک بودن نسبت پر شدن اتفاق می‌افتد. با رسیدن میعان‌ات در امتداد دیواره به قسمت تبخیر کننده، مایع توسط حرارت ورودی شروع به تبخیر و جوشش می‌کند و به پایین قسمت تبخیر کننده نزدیک و نزدیک‌تر می‌شود، ضخامت فیلم مایع نازک‌تر شده و در نهایت خشک می‌شود، بنابراین دمای دیواره با توجه به این محدودیت از پایین قسمت تبخیر کننده افزایش می‌یابد.

۱-۲-۵- عوامل موثر بر عملکرد حرارتی ترموسیفون

- ۱ خواص سیال عامل
- ۲ نسبت پر شدن
- ۳ دبی جریان خنک کننده
- ۴ دمای خنک کننده
- ۵ بار حرارت
- ۶ فشار داخل لوله
- ۷ جنس لوله و ابعاد
- ۸ طول بخش‌های مختلف (بخش تبخیر کننده، بخش بی در رو و بخش چگالنده)

۱-۳- اهداف پژوهش

امروزه با توجه به افزایش قیمت انرژی و حفظ منابع انرژی کشور برای آیندگان و بهینه‌سازی مصرف انرژی و همچنین کاهش مخاطرات زیستی که از مشکلات روز افزون کشور می‌باشد، بازیابی انرژی در صنایع یک نیاز اساسی است. یکی از این روش‌های بازیابی استفاده از لوله گرمایی دما متوسط و بالا است. که به عنوان نمونه می‌توان به جایگزینی ژانگستروم‌ها به وسیله تبادلهای حرارتی لوله گرمایی در نیروگاه‌های بخار اشاره نمود. در این پژوهش هدف، شبیه‌سازی رفتار یک ترموسیفون بسته دوفازی با سیال عامل مناسب برای استفاده در

کاربردهای دما بالا و یافتن نسبت پرشدن بهینه سیال عامل در ترموسیفون به منظور استفاده از آنها در نیروگاه
سیکل بخار به جای چرخ ژانگستروم می باشد.

فصل ۲: پیشینه پژوهش

۲-۱- مقدمه

با توجه به نیاز روزافزون انسان به انرژی و روش‌های کارآمدتر استفاده از آن یک چالش اساسی در جامعه علمی است. بازده انتقال حرارت یکی از مهم‌ترین زمینه‌های تحقیقاتی در زمینه مهندسی حرارت می‌باشد که لوله‌های گرمایی به دلیل قابلیت انتقال حرارت عالی خود، به عنوان یکی از مناسب‌ترین تکنولوژی‌ها و راه‌حل کنترل حرارتی مقرون به صرفه، ظهور کرده اند. لوله‌های گرمایی دستگاه‌های انتقال گرمایی هستند که اساس کار آن‌ها تبخیر و چگالش یک سیال عامل در یک مخزن بسته است. از مزیت‌های این لوله‌ها، مقاومت حرارتی کم، نیاز به فضای کمتر و استفاده از مقدار سیال عامل کمتر در طیف گسترده‌ای از برنامه‌های کاربردی مانند خنک‌کنندگی لوازم الکترونیکی، تبادلگرهای حرارتی و کلکتورهای خورشیدی است. بخش‌های اصلی لوله گرمایی، بخش تبخیرکننده و چگالنده است که در قسمت تبخیرکننده، گرما توسط سیال عامل جذب شده و در قسمت چگالنده منتقل می‌گردد. همانطور که در فصل قبل اشاره گردید، لوله‌های گرمایی در دو نوع فتيله دار و بدون فتيله وجود دارند که در نوع فتيله دار آن، بخار با از دست دادن گرمای نهان خود در قسمت چگالنده، چگالیده شده و از طریق نیروی چسبندگی در قسمت فتيله لوله به قسمت تبخیرکننده باز می‌گردد. در لوله‌های گرمایی بدون فتيله یا ترموسیفون این کار از طریق نیروی جاذبه انجام می‌گیرد که به دلیل ساختار ساده و کم هزینه ترموسیفون‌ها امروز آن‌ها در میان لوله‌های گرمایی بیشتر مورد توجه قرار گرفته‌اند [۱۲-۱۴].

محققان مشاهده کردند که عوامل هندسی تأثیر قابل توجهی بر عملکرد ترموسیفون دارند. بنابراین مطالعات تجربی و محاسباتی ترموسیفون برای یافتن عوامل موثر بر عملکرد ترموسیفون امری ضروری است. در این بخش، تمرکز اصلی بر روی پارامترهایی مانند نسبت پر شدن، نسبت ابعاد، شار گرما، دبی جرمی جریان و زاویه شیب است که بر عملکرد حرارتی ترموسیفون تأثیر می‌گذارد. همچنین تکنیک‌های جدید افزایش انتقال حرارت مانند روکش مجدد، استفاده از امواج فراصوت نیز استفاده شده است [۱۵]. ترموسیفون‌ها دستگاه‌های انتقال حرارت دو فازي بسته هستند. آن‌ها از فرآیند انتقال حرارت بسیار کارآمد تبخیر و چگالش استفاده می‌کنند تا

رسانایی گرمایی بین یک منبع گرما و یک گرماگیر را به حداکثر برسانند. از آن‌ها غالباً به عنوان ابررساناهای گرمایی یاد می‌شود زیرا می‌توانند مقادیر زیادی گرما را در فواصل نسبتاً زیاد با اختلاف دمای کم بین منبع حرارت و قسمت چگالنده انتقال دهند. مقدار گرمای قابل حمل توسط این دستگاه‌ها معمولاً چندین مرتبه بزرگتر از هدایت خالص از طریق فلز جامد است [۱۶].

تحقیقات زیادی به منظور تجزیه و تحلیل و افزایش عملکرد حرارتی ترموسیفون انجام شده است که به طور کلی در سه دسته تقسیم بندی می‌شوند:

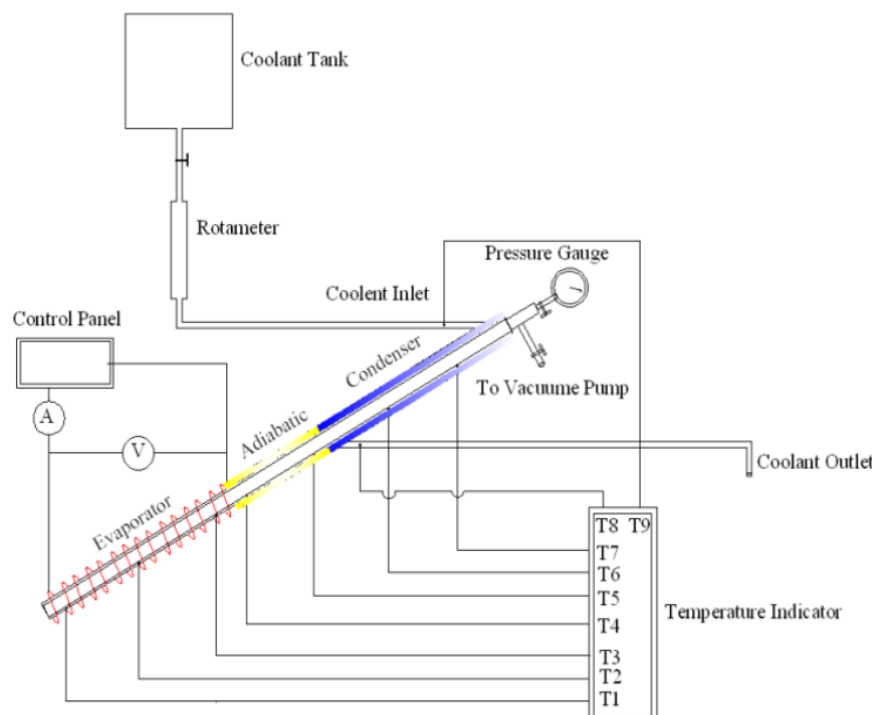
- بررسی کلی ویژگی‌های ترموسیفون و استفاده از سیال کارآمد و حرارت ورودی مناسب
- اصلاح مکانیکی و سطحی در ساختار لوله ترموسیفون
- مدل سازی ریاضی و محاسباتی

۲-۱-۱- بررسی کلی ویژگی‌های ترموسیفون و استفاده از سیال عامل مناسب و

حرارت ورودی مناسب

۲-۱-۱-۱- مطالعات تجربی

در شکل ۲-۱ تجهیزات آزمایشی ترموسیفون دو فاز بسته نشان داده شده است. این تجهیزات شامل یک لوله مسی خلا بسته، دارای بخش تبخیرکننده در پایین و بخش چگالنده در قسمت بالا است. تعداد ۸ الی ۱۰ عدد ترموکوپل در فواصل تقریباً یکسان جهت نمایش دما بر روی لوله مسی متصل شده‌اند. در قسمت تبخیرکننده منبع حرارتی به صورت کویل‌های گرمایی برای تأمین گرما به این بخش متصل می‌شوند که با کنترل ولتاژ و جریان، کنترل می‌شوند. بخش چگالنده توسط سیلندر هم‌مرکز دارای جریان خنک‌کننده احاطه شده است. جریان خنک‌کننده با دوارسنج اندازه‌گیری و توسط یک شیر کنترل می‌شود. جهت تخلیه اولیه، یک پمپ خلا در قسمت بالا قرار گرفته است. همچنین یک فشارسنج نیز جهت اندازه‌گیری فشار داخل لوله به قسمت چگالنده متصل شده است [۱۵].



شکل ۱-۲ تجهیزات آزمایشگاهی جهت مطالعه تجربی عملکرد دستگاه ترموسیفون [۱۵]

جدول زیر تنظیمات کلی تجهیزات آزمایش ترموسیفون را نشان می‌دهد که ممکن است بسته به نیاز محققان متفاوت باشد [۱۵]. در ادامه مطالعات تجربی براساس این تنظیمات و تجهیزات آزمایشگاهی شرح داده شده است:

جدول ۱-۲ تنظیمات کلی تجهیزات آزمایش ترموسیفون

جنس لوله	مس	
فشار درونی	0.01bar	
قطر* (mm)	داخلی	۲۶
	خارجی	۳۲
ابعاد* (mm)	کل	۱۰۰۰
	قسمت تبخیر کننده	۳۰۰
	قسمت چگالنده	۴۵۰
	قسمت آدیاباتیک	۲۵۰
نسبت ابعاد	۱۱/۵۳	
سیال پر شده	آب مقطر، مبرد	
نسبت پر شدن (%)	۴۵ تا ۶۵	
زاویه شیب (°)	۵۰ تا ۹۰	
گرمای ورودی* (W)	متغیر	
دبی جریان خنک کننده* (kg/s)	متغیر	
ترموکوپل	نوع K	
تکنیک تحقیق	• تکنیک افزایش انتقال حرارت • مدل سازی ریاضی • تجزیه و تحلیل CFD	

نسبت پر شدن یکی از پارامترهای اصلی و تأثیرگذار بر روی عملکرد و طراحی ترموسیفون‌ها می‌باشد که به صورت نسبت حجم سیال عامل به حجم قسمت تبخیر کننده تعریف می‌شود. ضمن این که نسبت پر شدن برای هر ترموسیفون با هر مشخصه فیزیکی (نسبت ابعاد، جنس لوله، جنس سیال عامل و ...) کاملاً منحصر به فرد بوده و در هیچ مرجعی ادعا نشده است که نسبت پر شدن بهینه بدست آمده در یک پژوهش برای تمامی ترموسیفون‌ها صادق می‌باشد [۱۷]. از این رو مطالعات زیادی مربوط به ترموسیفون جهت بررسی عملکرد آن در شرایط مختلف با در نظر داشتن متغیرها و پارامترهای دیگر مورد بررسی قرار گرفته است که در این قسمت برخی از این مطالعات بیان شده‌اند.

امامی سرمستی و همکاران [۱۸]، مطابق تنظیمات آزمایشگاهی نشان داده شده در شکل ۱-۲، یک مطالعه تجربی در مورد تأثیر نسبت ابعاد و نسبت پر شدن بر عملکرد حرارتی ترموسیفون دو فازی بسته شیب دار را

در شرایط عادی انجام داده‌اند. آن‌ها از آب مقطر به عنوان سیال عامل استفاده کرده و آزمایشات مربوط به تغییرات نسبت پر کردن (۲۰ تا ۶۰ درصد) و نسبت ابعاد، ۲۰ و ۳۰ را برای زاویه شیب ترموسیفون ۱۵ تا ۹۰ درجه انجام دادند. جداره ترموسیفون مورد استفاده آن‌ها مسی با قطر داخلی و خارجی به ترتیب ۱۴ و ۱۶ میلی‌متر و طول ۱۰۰۰ میلی‌متر بوده است. نتایج بدست آمده نشان داده است که حداکثر عملکرد حرارتی برای ترموسیفون مورد نظر در زاویه شیب ۶۰ درجه برای هر سه نسبت ابعادی و نسبت پر شدن ۴۵٪ بدست آمده است.

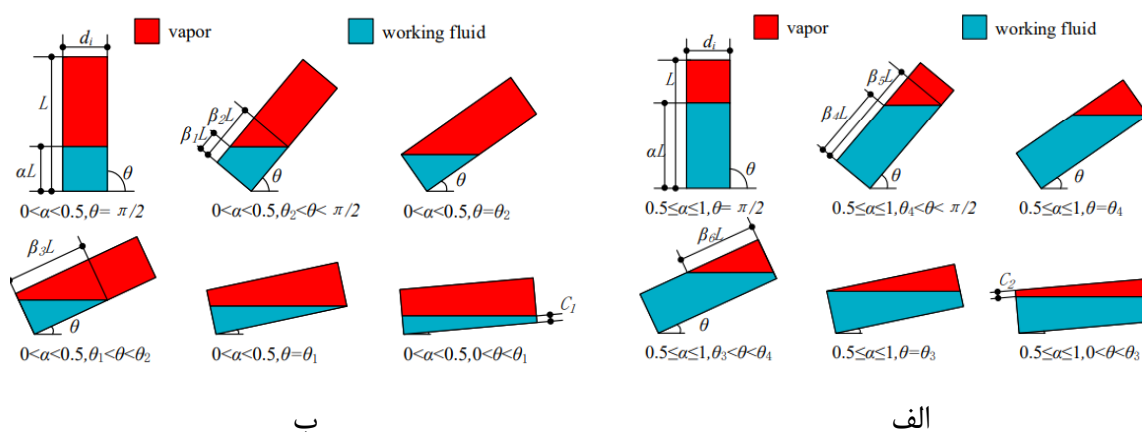
کارتیکیان و همکاران [۱۹]، نیز مطابق تنظیمات آزمایشگاهی نشان داده شده در شکل ۲-۱، عملکرد حرارتی یک ترموسیفون دو فاز بسته شیب دار را با سیال عامل آب مقطر و محلول آبی نرمال بوتانول، به صورت تجربی بررسی کرده‌اند. آن‌ها آزمایش‌ها را برای نسبت پر کردن ۶۰٪، شیب‌های مختلف ۶۰ و ۹۰ درجه نسبت به محور افقی، دبی جریان ۰/۰۸، ۰/۱ و ۰/۱۲ کیلوگرم در دقیقه و همچنین حرارت ورودی ۴۰، ۶۰ و ۸۰ وات انجام داده‌اند. ترموسیفون مورد استفاده مسی بوده است که قطر داخلی و خارجی آن به ترتیب ۱۷ و ۱۹ میلی‌متر و طول کلی ترموسیفون ۱۰۰۰ میلی‌متر بوده است (طول تبخیرکننده ۴۰۰ میلی‌متر، طول چگالنده ۴۵۰ میلی‌متر). آن‌ها به این نتیجه دست یافتند که ترموسیفون با محلول آبی دارای حداکثر عملکرد حرارتی نسبت به ترموسیفون با آب مقطر است.

ابوزیان و همکاران [۲۰]، عملکرد حرارتی ترموسیفون دو فازی بسته را در شرایط ثابت و لرزشی با سیال عامل آب و R134a بررسی کردند. آن‌ها آزمایش‌هایی را برای چندین نسبت پر شدن (۴۰٪ تا ۸۰٪) انجام دادند. ترموسیفون برای طول‌های مختلف قسمت آدیاباتیک (۲۷۵، ۳۲۵ و ۳۵۰ میلی‌متر)، و شار گرمای ورودی (۱۶۰-۲۸۰۰ کیلووات بر متر مربع) ترتیب دادند. آن‌ها نتیجه گرفتند که طول آدیاباتیک ۳۵۰ میلی‌متر و نسبت پر شدن مایع ۵۰٪ بالاترین شار گرما را فراهم می‌کند.

اونگ و همکاران [۲۱]، عملکرد یک ترموسیفون پر شده با سیال عامل R134a را بررسی کردند. آن‌ها این آزمایشات را برای بررسی اثرات اختلاف دما بین بخش تبخیر کننده و چگالنده، نسبت پر شدن و دبی جرمی جریان خنک‌کننده انجام دادند. ترموسیفون مورد استفاده آن‌ها مسی با قطر داخلی و خارجی به ترتیب ۲۵/۵ و

۲۸/۲ میلی‌متر و طول کلی ۷۸۰ میلی‌متر بوده است (طول تبخیرکننده ۳۰۰ میلی‌متر، طول چگالنده ۳۰۰ میلی‌متر). نتایج آزمایشات آن‌ها نشان داده است که با افزایش دبی جرمی جریان خنک‌کننده، نسبت پر شدن و اختلاف دما بین بخش تبخیرکننده و چگالنده، شار حرارتی تبادل شده از بخار به بخش چگالنده افزایش یافته است.

وو و همکاران [۲۲]، معادله‌ای برای تغییرات واقعی منطقه حرارتی در یک ترموسیفون را با توجه به زاویه شیب آن مطابق شکل ۲-۲، محاسبه کرده و یک مدل برای مقاومت حرارتی ترموسیفون با تجزیه و تحلیل مکانیسم‌های تاثیر گذار اصلی زاویه شیب بر روند انتقال حرارت پیشنهاد کرده‌اند. نتایج تجربی نشان داده است که مقاومت حرارتی با زاویه شیب ترموسیفون تغییر نمی‌کند و یک رابطه خطی با نرخ انتقال حرارت دارد. معادله مقاومت حرارتی در ترموسیفون عمودی (زاویه 90°)، با داده‌های تجربی مطابقت داشته و مقادیر پیش‌بینی شده مقاومت حرارتی ترموسیفون هنگامی که ترموسیفون دارای شیب می‌باشد نیز از طریق این مدل به دست آمده است، که تفاوت بین داده‌های تجربی و مقادیر پیش‌بینی شده کمتر از ± 0.5 می‌باشد. بنابراین، معادله نظری می‌تواند با دقت بالایی مقاومت حرارتی ترموسیفون را در زاویه‌های مختلف پیش‌بینی نماید.



شکل ۲-۲ زوایای شیب ترموسیفون در دو نوع نرخ پر شدن [۲۲] الف- $0 < \alpha < 0.5$ ب- $0.5 \leq \alpha \leq 1$

جوهارا و رابینسون [۲۳]، ترموسیفون دوفازی بسته با قطر کوچک را برای چهار سیال عامل مختلف آب، FC-84، FC-77 و FC-3283 آزمایش کرده‌اند. خنده کار و همکاران [۲۴]، عملکرد حرارتی ترموسیفون دو

فاز بسته را با استفاده از آب و نانوسیالات مختلف بر پایه آب (CuO , Al_2O_3 و خاک رس لاپونیت) به عنوان سیال عامل، بررسی کرده اند. آن‌ها مشاهده کردند که تمام این نانوسیالات عملکرد کمتری نسبت به آب خالص دارند.

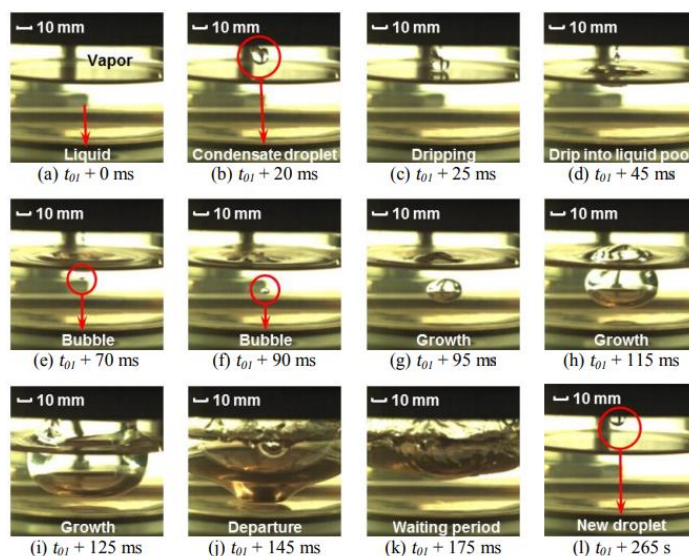
هومنیک و همکاران [۲۵]، جهت اندازه گیری توزیع دما و مقایسه نرخ انتقال حرارت ترموسیفون با نانوسیال رقیق شده (با غلظت ۰٪، ۲٪ و ۳/۵٪) در آب DI، آزمایشی طراحی کردند که در آن ترموسیفون مورد استفاده، یک لوله مسی، به ترتیب با قطر داخلی و خارجی ۱۳/۶ و ۱۵ میلی‌متر و طول کلی ۲۰۰۰ میلی‌متر بوده است. (طول تبخیر کننده-۸۵۰ میلی‌متر، طول چگالنده -۸۵۰ میلی‌متر، بخش آدیاباتیک -۳۰۰ میلی‌متر). آن‌ها به این نتیجه دست یافتند که افزودن ۵/۳ درصد نانوذرات اکسید آهن (از نظر حجمی) در آب باعث بهبود عملکرد حرارتی ترموسیفون می‌شود.

فیلیپ [۲۶]، تحقیقات تجربی را بر روی لوله گرمایی ترموسیفون با سیال عامل جیوه انجام داده است. در این مطالعه دو نوع لوله گرمایی با سیال عامل جیوه ولی با طول متفاوت و مقدار سیال عامل مختلف مورد آزمایش قرار گرفته است که نتایج این آزمایش نشان داده است که با افزایش حرارت ورودی، دمای عملیاتی و طول مؤثر افزایش پیدا می‌کند. همچنین گزارش شده است که لوله گرمایی با سیال عامل بیشتر عملکرد بهتری نسبت به لوله گرمایی با سیال عامل کمتر داشته است. گدیک [۲۷]، عملکرد لوله گرمایی ترموسیفون را در شرایط عملیاتی مختلف بررسی کرده است. در تحقیق صورت گرفته عملکرد لوله گرمایی با سیال‌های مختلف در مقادیر گرمای ورودی متفاوت و زوایای مختلف (نسبت به حالت عمودی) و دبی‌های آب خنک‌کننده متفاوت، بررسی شده است. نتایج به دست آمده برای نمونه لوله گرمایی با انواع سیال‌ها، نشان می‌دهد که در حرارت‌های ورودی مختلف و در زاویه 30° ، لوله گرمایی عملکرد بهتری از خود نشان می‌دهد. نتایج گزارش شده برای سیال عامل‌های دیگر در این تحقیق نیز صحت عملکرد لوله گرمایی در این زاویه را گزارش می‌کند.

کیت و کولکارنی [۲۸]، اثر سیال عامل، حرارت ورودی، زاویه شیب و هندسه مقطع عرضی‌های مختلف لوله ترموسیفون را بر عملکرد آن به صورت آزمایشی مورد بررسی قرار داده اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که توزیع دما در امتداد سطح دیواره‌ی مقطع بیضوی بالاتر از مقطع دایره‌ای بوده است. در نسبت پرشدن پایین و حرارت

ورودی بالا نیز، فیلم مایع در قسمت تبخیرکننده خشک شده است، به گونه‌ای که حرارت ورودی تاثیر به سزایی در ترموسیفون با نسبت پرشدن پایین داشته است. در نهایت نیز ترموسیفون با لوله‌های مقطع بیضوی عملکرد بهتری نسبت به لوله‌های مقطع دایروی نشان داده است. همچنین بیشترین ضریب انتقال حرارتی نیز بین زاویه شیب 10° تا 20° مشاهده شده است.

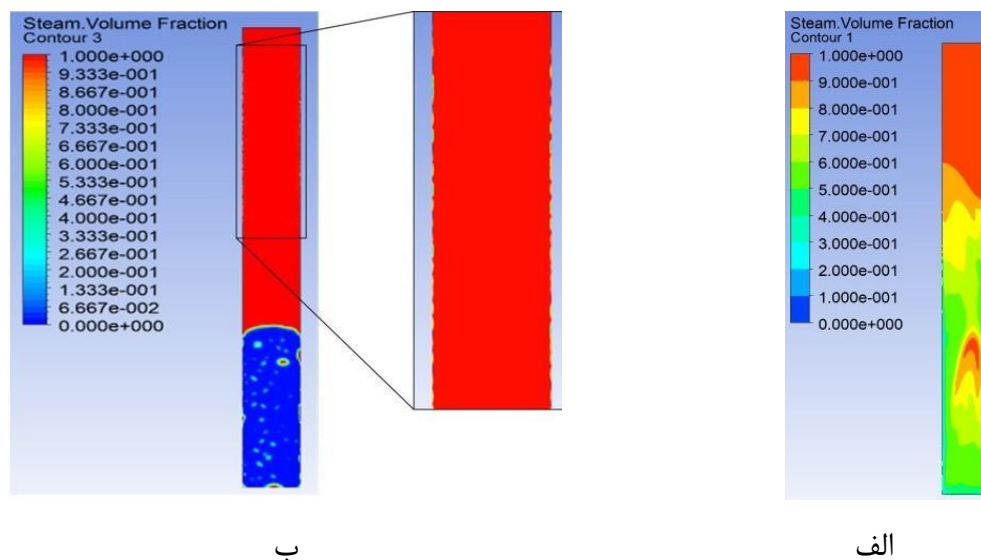
شیا و همکاران [۲۹]، به بررسی تجربی ناپایداری‌های انتقال حرارت تغییر فاز برای آب، اتانول و استون در یک تبخیرکننده تخت از یک سیستم دو فازي بسته پرداخته‌اند. در این مطالعه جابه‌جایی طبیعی، جوشش متناوب و جوشندگی کامل توسعه‌یافته، حالت‌های اصلی انتقال حرارت در نظر گرفته شده و اثرات شار حرارتی، نسبت پر شدن، دمای خنک‌کننده و نوع سیال عامل بر روی ناپایداری‌ها و مکانیزم‌های آن‌ها به طور سیستماتیک مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج تجربی نشان داده‌اند که ناپایداری‌های انتقال حرارت تغییر فاز به شدت به حالت‌های انتقال حرارت متناظر مرتبط هستند و ناپایداری دما و ضریب انتقال حرارت تبخیرکننده اساساً ناشی از رفتارهای حباب، خواص فیزیکی و فشارهای عملیاتی می‌باشد. همچنین مطابق شکل ۲-۳ قطرات چگالیده شده نیز ممکن است به دلیل ایجاد جوشش دوره‌ای در جریان‌های حرارتی پایین‌تر، بر ناپایداری تاثیر بگذارند. حداکثر انحراف استاندارد دمای تبخیرکننده و نوسانات فشار بخار در طول جوشش متناوب می‌تواند به ترتیب به $3/1^{\circ}\text{C}$ و $0/8$ کیلوپاسکال برسد. در این مطالعه همچنین هیچ رژیم جوشش متناوبی برای اتانول و استون وجود نداشته است. بنابراین، هیچ پدیده ناپایداری در جوشش در هسته با اتانول و استون در مطالعه حاضر مشاهده نشده است.



شکل ۲-۳ اثرات قطرات چگالیده شده بر ناپایداری جوشش [۲۹]

۲-۱-۱-۲- مطالعات عددی

بهره‌برداری از لوله‌های گرمایی شامل پدیده‌های مختلف حرارت و انتقال جرم، اعم از تغییرات فاز، انتقال حرارت رسانشی و هدایتی، تعاملات سطحی جامد-مایع و بخار-مایع، تبخیر سطحی، تبخیر سطحی، و جوشش هسته‌ای است. بنابراین، مدلسازی لوله‌های گرمایی یک کار بسیار پیچیده است که نیاز به دانش دقیق از پدیده‌های فیزیکی درگیر در آن و انتخاب مدل‌های نظری مناسب برای به دست آوردن نمایش خوب از ماهیت واقعی فرآیندهای انتقال گرما و جرم است. در این راستا گامبایا و هواره [۳۰]، برخی از مدل‌ها و پارامترهای موجود در نرم افزار تجاری CFD انسیس فلوئنت را برای آشفته‌گی، تراکم، تغییر فاز و سطح مشترک بین فازی جهت بررسی تأثیر آنها بر انتقال حرارت و انتقال جرم در ترموسیفون بسته دو فازی مورد بررسی قرار داده اند. نتایج عددی نشان داده است که استفاده از یک مدل چسبناک آشفته‌گی ضروری نیست و یک مدل چگالی متغیر، توزیع دما در داخل ترموسیفون را بهبود می‌بخشد. علاوه بر این، استفاده از ضرایب انتقال جرم و انرژی بالا در طول چگالش نیز باعث می‌شود بخار به دمای اشباع نزدیک شود. همچنین مطابق شکل ۲-۴ یک مدل بین فازی تند به شدت برای این نوع فرآیند توصیه شده است.

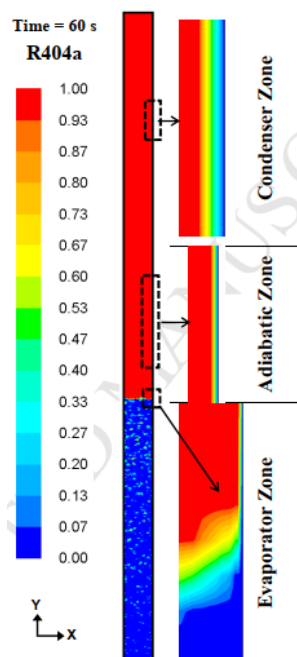


شکل ۲-۴ کانتور کسر حجمی بخار با سطح رابط [۳۰] الف-پراکنده ب- تند

شبیه‌سازی از طریق دینامیک سیالات محاسباتی (CFD)، یک ابزار قدرتمند جهت بررسی پدیده‌های فیزیکی پیچیده فرآیندهای تغییر فاز تبخیر و چگالش در داخل لوله‌های حرارتی ترموسیفون است که در این راستا وانگ و همکاران [۳۱]، رفتار جریان پیچیده ترموسیفون را با تمرکز ویژه بر مدل سازی فرآیند تغییر فاز انتقال جرم، از طریق حل CFD پیش بینی کرده‌اند. در این مطالعه با استفاده از چهار مجموعه مختلف از ضرایب انتقال جرم برای چگالش و تبخیر در یک مدل تغییر فاز مستند شده از قبل برای تعیین تأثیر آن‌ها بر نتایج شبیه‌سازی انجام شده است. ضرایب انتقال جرم به طور موثر میزان انتقال از مایع به فاز بخار را در طول تبخیر و بالعکس در طول چگالش کنترل می‌کند. نتایج اولیه نشان می‌دهد که بالاترین ضریب تبخیر و ضریب چگالش بر اساس نسبت چگالی، با داده‌های تجربی موجود از مقاومت حرارتی کلی ترموسیفون مطابقت خوبی دارد. علاوه بر این، مدل‌های سه بعدی اجرا شده در این مطالعه روند تغییر فاز و رفتار جریان اساسی در داخل ترموسیفون را حداقل در یک معنی کیفی به طور موفقیت آمیز پیش‌بینی می‌کند. در مطالعه دیگری نیز وانگ و همکاران [۳۲]، به منظور غلبه بر مشکل تنظیم تعادل حرارتی و بررسی تأثیر فشار هیدرواستاتیک بر روی فرآیند جوش در مدل سازی CFD تغییرات حرارتی فاز بخار/ مایع در انتقال حرارت لوله‌های گرما، یک مدل تغییر فاز مبتنی بر فشار پیشنهاد داده‌اند. سپس این مدل برای توسعه یک مدل CFD برای ترموسیفون‌ها، بر اساس روش تکنیک حجم سیال (VOF) استفاده شده است که با استفاده از داده‌های تجربی برای ترموسیفون

با سیال عامل آمونیاک تایید شده است. نتایج نشان داده است که تغییرات پارامترهای پیش بینی شده حرارتی در هنگام راه اندازی با نتایج تجربی با دقت معقول مطابقت دارد و ضرایب تجربی توصیه شده تبخیر و چگالش در مدل تغییر فاز مبتنی بر فشار به ترتیب $0.5s^{-1}$ و $1/5s^{-1}$ است. علاوه بر این، اثر فشار هیدرواستاتیک مایع بر رفتارهای جوشش به خوبی با استفاده از مدل تغییر فاز مبتنی بر فشار پیش‌بینی شده است. این کار یک مدل جدید تغییر فاز بخار / مایع برای مدل سازی CFD لوله های گرمایی است که نشان دهنده معقولیت بالاتر و محدوده کاربردی گسترده تر نسبت به مدل LEE است. عزیزاده داخل و همکاران [۳۳]، به مدلسازی CFD جریان و فرآیند انتقال حرارت در یک ترموسیفون پرداختند. در این مطالعه مایع جریان دو فاز گاز-مایع و پدیده ی تبخیر و چگالش به طور همزمان در یک ترموسیفون مدل شده است. در این مدلسازی از روش VOF برای مدلسازی تعامل بین فازها استفاده شده است. همچنین آزمایش‌هایی نیز در ترموسیفون برای شرایط عملیاتی مختلف انجام شده است. شبیه‌سازی انجام شده پرو فایل دمایی را در ترموسیفون پیش‌بینی می‌کند و این پیش‌بینی‌ها با اندازه‌گیری‌های تجربی مقایسه شده و تطابق خوبی بین آن‌ها مشاهده شده است. فضل و همکاران [۳۴-۳۵]، به مدلسازی عددی توزیع دمایی جریان دو فاز در یک ترموسیفون بسته پرداختند. در این مقاله، با توجه به اینکه از طریق مشاهدات بصری و کارهای تجربی نمی‌توان به جزئیات این پدیده پی برد، یک مدل جامع CFD برای شبیه‌سازی جزئیات این جریان دو فازی و پدیده انتقال حرارت در طول ترموسیفون ساخته شد. در این شبیه‌سازی آب به عنوان سیال عامل استفاده شده است. تبخیر، چگالش و فرآیندهای تغییر فاز در ترموسیفون با اضافه کردن یک تابع توسط کاربر به کد فلوئنت، بهبود بخشیده شده است. دمای متوسط سطح در امتداد ترموسیفون با نتایج تجربی در شرایط مشابه مقایسه شده و نشان داده شده است که نتایج پیش‌بینی شده با نتایج تجربی تطابق خوبی دارد. عملکرد حرارتی ترموسیفون نیز در توان حرارتی‌های مختلف توصیف شده و مشاهده شده است که افزایش توان حرارتی ورودی بالای ۱۷۲ وات باعث بهبود عملکرد حرارتی ترموسیفون می‌شود. آن‌ها همچنین در مطالعه دیگری ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت را برای دو مبرد R134a و R404a را نیز با روش CFD بررسی کرده و تطابق خوبی بین نتایج بدست آمده با نتایج مطالعات آزمایشگاهی نشان داده‌اند که شکل ۲-۵ از مطالعه آن‌ها به طور واضح‌تری مراحل جوشش و چگالش را در یک

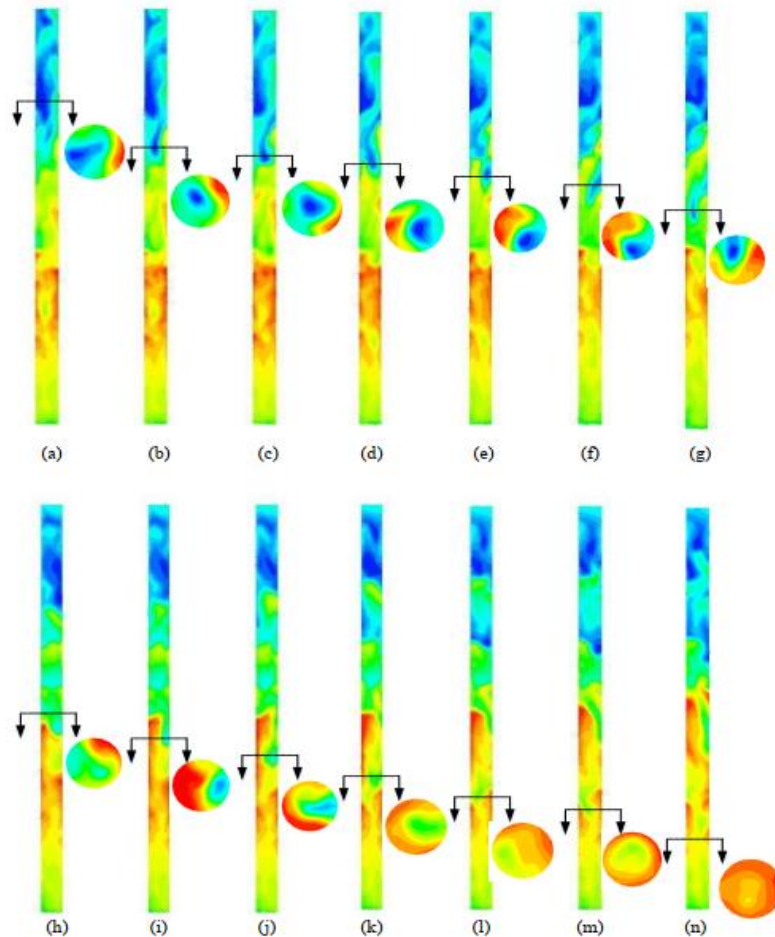
ترموسیفون نشان داده است.



شکل ۲-۵ فرآیند چگالش و جوشش در یک ترموسیفون با سیال عامل R404a [۳۵]

اسمایی و همکاران [۳۶]، به تجزیه و تحلیل عملکرد حرارتی نانوسیال در یک لوله گرمایی ترموسیفون با استفاده از مدلسازی CFD پرداختند. در این مطالعه مدل دینامیک سیالات محاسباتی برای شبیه‌سازی یک ترموسیفون با جریان دو فازی شامل تغییر فاز انتقال حرارت ارائه داده شده است. تمیمی و عبدالرسول [۳۷]، یک مدل عددی گذرا سه بعدی از یک لوله گرمایی ترموسیفون، جهت مدلسازی الگوهای جریان و چگالش بخار و تعامل آن‌ها ارائه داده اند. مدل دینامیک سیال محاسباتی (CFD) با استفاده از مدل VOF و با انتخاب یک لوله عمودی مسی با قطر ۱۴/۲ میلی‌متر، طول ۴۰۰ میلی‌متر و ضخامت ۰/۹ میلی‌متر انجام شده است. ورودی گرما از ۲۰ تا ۱۲۰ وات متفاوت است و قسمت خنک کننده نیز دارای تبادله حرارتی آبی در اطراف خود با قطر بیرونی ۵۵ میلی‌متر است. در این مطالعه انواع نسبت پر کردن ۴۰ تا ۱۰۰ درصد بررسی شده و همه موارد نشان می‌دهند که الگوی جریان شناخته‌شده کلاسیک که در آن جریان بخار به سمت بالا در هسته و جریان چگالش به سمت پایین متصل به سطح داخلی لوله، رخ نمی‌دهد. نتایج شبیه‌سازی مطابق شکل ۲-۶ رفتاری را نشان می‌دهد که هم بخار داغ در حال بالا آمدن است و هم جریان مایع چگالیده شده در نزدیکی دیواره لوله داخلی رو به پایین جریان می‌یابد. به طوری که هر دو فاز در نزدیکی دیواره با یکدیگر مواجه

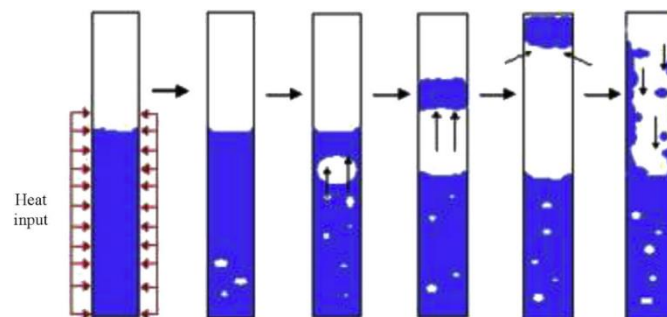
می‌شوند حتی زمانی که حالت پایدار به دست آید نیز این جریان ادامه می‌یابد و انتقال جرم و حرارت ثانویه بین فازها ایجاد می‌شود.



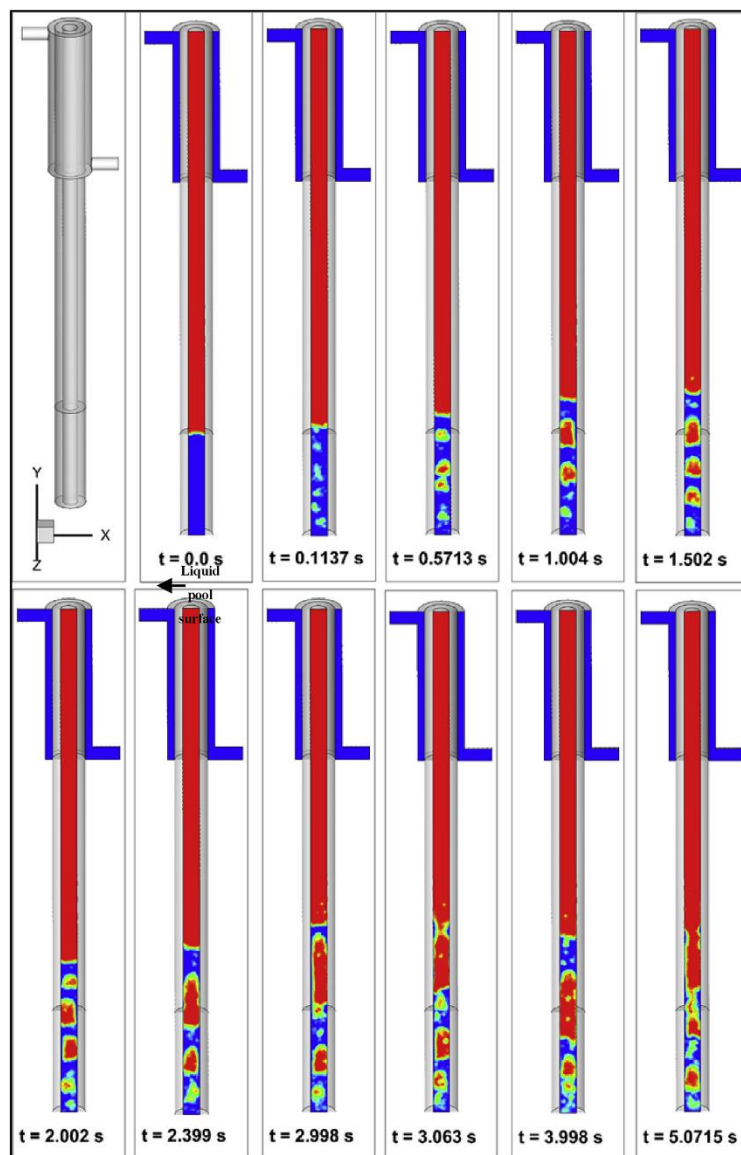
شکل ۲-۶ رفتار جریان بخار و مایع چگالیده در مقاطع مختلف از ترموسیفون [۳۷]

جوهارا و همکاران [۳۸]، با استفاده از سیال‌های عامل آب و مبرد R134A یک مدل جدید و جامع سه بعدی CFD از یک لوله گرمایی ترموسیفون را ارائه داده‌اند که در آن، هم ویژگی‌های پیچیده چند فاز انتقال حرارت و انتقال جرم در فرآیند جوشش و چگالش و هم ویژگی‌های حرارتی سیال خنک‌کننده در تبادلگر حرارتی موجود در قسمت چگالنده بررسی شده است. نتایج شبیه‌سازی برای اولین بار پدیده جوشش گیسر با شماتیک کلی شکل ۲-۷ را نشان می‌دهد، که تحت تاثیر عوامل بسیاری از جمله میزان بار حرارت، نسبت پرشدن، دمای دو فاز و زمانی که نسبت مایع پر شده در بخش تبخیرکننده بزرگ باشد و ورودی گرما نیز کافی نباشد، رخ می‌دهد [۳۹]. و مطابق شکل ۲-۸ برای سیال عامل آب برای اولین بار یک منطقه جوشش و الگوی

جریان دو فازی که در توان حرارتی کم اتفاق می‌افتد را نشان داده است. در این مطالعه همچنین تاثیر حرارت ورودی بر ویژگی‌های این اثر نیز بررسی شده است. در این مطالعه، همچنین نتایج شبیه‌سازی رفتار جوششی متفاوتی بین دو سیال عامل گزارش شده است. در خصوص جوشش گیسر المقدس و همکاران [۴۱]، نیز اثر زاویه‌های مختلف ۱۰، ۳۰، ۶۰ و ۹۰ درجه در نسبت‌های مختلف پر شدن ۲۵، ۶۵ و ۱۰۰ درصد بر روی جوشش گیسر را در طیف گسترده‌ای از بار حرارتی برای جریان‌های مختلف دبی جرمی جریان و دمای ورودی آب خنک‌کننده مورد بررسی قرار دادند. بر اساس نتایج ارائه شده توسط آنها جهت‌گیری و شارژ سیال تاثیر قابل توجهی بر روی وقوع و تناوب اثر جوشش گیسر در ورودی‌های حرارتی پایین و بالا دارد. به عنوان مثال، در نسبت پر شدن ۱۰٪، جوشش گیسر در یک ورودی گرمایی کم تر در مقایسه با نسبت‌های پر شدن ۲۵٪ و ۶۵٪ در تمام زوایای شیب رخ می‌دهد، در حالی که در بار حرارتی بالاتر در شیب کمتر از ۱۰° در مقایسه با سایر زوایا در تمام نسبت‌های پر شدن اتفاق می‌افتد.



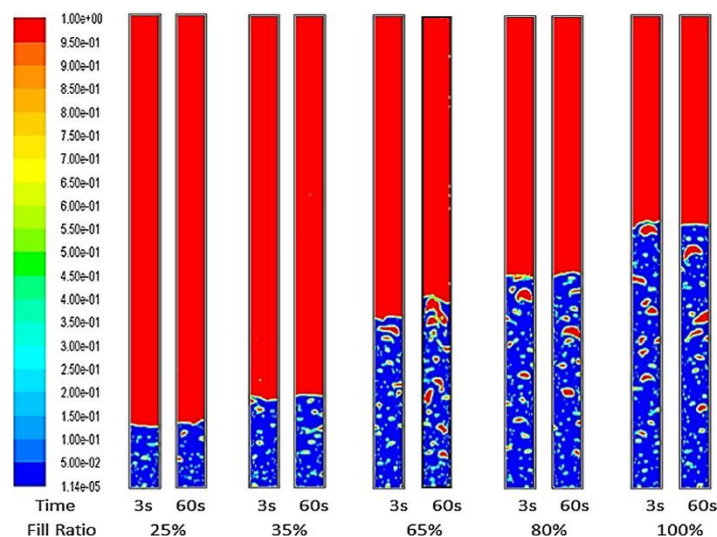
شکل ۷-۲ طرح کلی فرآیند جوشش گیسر [۴۰]



شکل ۸-۲ فرآیند جوش گیسر در یک ترموسیفون برای توان حرارتی ۳۰ وات [۴۱]

وانگ و همکاران [۴۲]، نیز طی یک بررسی عددی انجام شده در خصوص جوشش گیسر مشاهده کردند که این پدیده در یک ترموسیفون با دمای قسمت تبخیرکننده 95°C و دمای چگالنده 30°C در محدوده زمانی چرخشی ۸۰ تا ۱۰۰ ثانیه، شروع شده است. المقدس و همکاران [۴۳]، با استفاده از یک شبیه‌سازی جدید CFD از جریان داخل لوله گرمایی ترموسیفون، اثر نسبت پر شدن و همچنین زاویه شیب ترموسیفون بر عملکرد حرارتی آن را از لحاظ توزیع دما و مقاومت حرارتی با استفاده از نرم افزار فلوئنت (انسیس ۱۵)، بررسی کرده‌اند و نشان داده‌اند که در یک نسب پر شدن و زاویه شیب کم، افزایش دمای قابل توجهی در دمای قسمت تبخیر

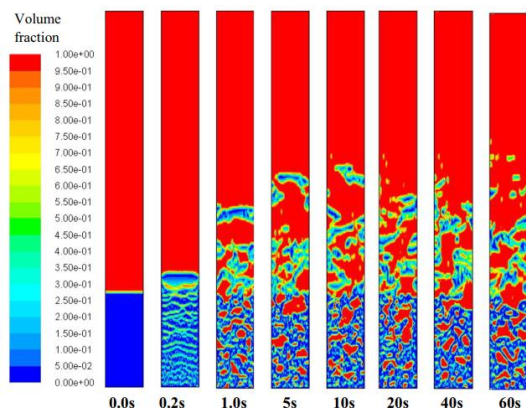
کننده ایجاد می‌گردد. همچنین با توجه به بررسی های انجام شده، نتیجه گیری شده است که در نسبت پر شدن ۶۵٪ و زاویه شیب 90° کمترین مقاومت حرارتی برای تمام مقادیر ورودی گرما ایجاد می‌گردد که با توجه به شکل ۲-۹ نیز مشاهده می‌گردد که حباب‌های نسبتاً کوچک برای نسبت‌های پر شدن ۲۵٪ و ۳۵٪ به دلیل نزدیک بودن سطح مایع از محل‌های حباب مشاهده می‌شود. از سوی دیگر، برای نسبت پر شدن ۸۰٪ و ۱۰۰٪ نیز بسیاری از حباب‌های بزرگ قبل از رسیدن به سطح مایع به دلیل ارتفاع بالا ستون مایع در دیواره قسمت تبخیرکننده گیرکرده بودند که منجر به افزایش دمای درجه حرارت تبخیرکننده می‌شود. همچنین، با افزایش حرارت ورودی، اثر نسبت پر شدن و زاویه شیب نیز بیشتر قابل توجه می‌شود.



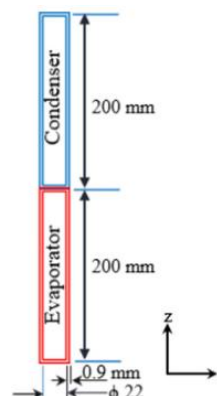
شکل ۲-۹- کانتورهای کسر حجمی بخار در چند ثانیه مختلف از زمان شبیه‌سازی در نسبت پر شدن‌های مختلف [۴۳]

احمد و الجبوری [۴۴]، جهت بررسی عملکرد حرارتی ترموسیفون بسته، مطابق شکل ۲-۱۰-الف مدل‌سازی و شبیه‌سازی جامعی از فرآیند جوشش در بخش تبخیرکننده و چگالش فیلم مایع در بخش چگالنده انجام داده‌اند. شبیه‌سازی با استفاده از روش CFD، با نتایج تجربی موجود تایید شده و تطابق خوبی به دست آمده است. نتایج شبیه‌سازی از لحاظ پروفیل‌ها و کانتورهای دما و کسر حجمی و توزیع بردار سرعت ارزیابی شده و نشان داده‌اند که عملکرد بهینه (یعنی یک ضریب انتقال حرارت بالا و مقاومت حرارتی کم) مطابق شکل ۲-۱۰-ب در حرارت ورودی با قدرت ۲۵۰ وات، زاویه شیب 90° و نسبت پر شدن ۵۰ درصد به دست آمده است. شبیه‌سازی‌های CFD ثابت شده، به طور موثر، شکل گیری الگوی جریان دو فاز و مناطق جوشش و چگالش

را با سیال عامل آب در یک انرژی ورودی کم، به نام جوشش گیسر، پیش بینی می‌کند.



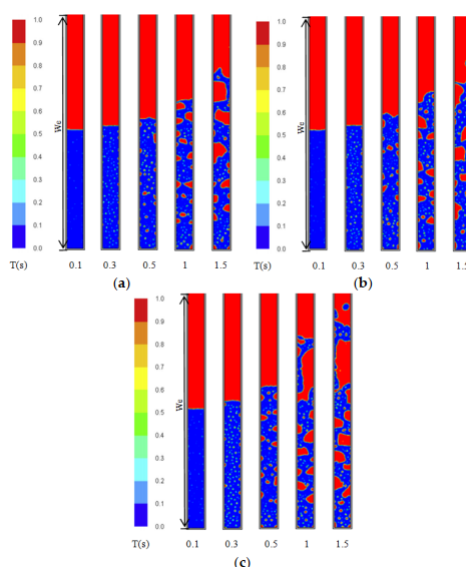
ب



الف

شکل ۲-۱۰-الف: مدل ترموسیفون مورد بررسی [۴۴] ب: کانتور کسر حجمی بخار برای نسبت پر شدن ۵۰٪ و زاویه 90°

ژائو و همکاران [۴۵]، عملکرد حرارتی گذرا تغییر فاز و انتقال حرارت و انتقال جرم در ترموسیفون بسته دو فاز را با ارائه یک مدل CFD تبخیر و چگالش که در آن آب دیونیزه شده به عنوان سیال عامل انتخاب شده بررسی کرده‌اند. در این پژوهش مدل ترموسیفون همانند شکل ۲-۱۱ در ورودی‌های مختلف گرما مورد مطالعه قرار گرفته است. همچنین دمای متوسط دیواره نیز مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. تغییرات میانگین دمای دیواره نشان می‌دهد که این ترموسیفون پس از ۱۹ ثانیه به حالت پایدار می‌رسد و زمانی که ورودی گرمایش افزایش می‌یابد، شروع به کار می‌کند. علاوه بر این با افزایش ورودی گرما مقاومت حرارتی تا حداقل گرمایش می‌یابد و هدایت حرارتی موثر تا حداکثر $2/07 \times 10^6 \text{ W/m.K}$ افزایش می‌یابد.



شکل ۲-۱۱- توزیع بخار-مایع در بخش تبخیرکننده برای انواع توان حرارت ورودی مختلف (a) ۴۰ وات (b) ۶۰ وات (c) ۸۰ وات [۴۵]

چادحاری و همکاران [۴۶]، با تجزیه و تحلیل CFD ترموسیفون دوفاز به بررسی توزیع درجه حرارت پرداخته‌اند. بررسی‌های آن‌ها برای محاسبه مقاومت حرارتی موثر ترموسیفون برای سه ورودی حرارتی مختلف نشان داده است که مقاومت حرارتی کلی با افزایش ورودی گرما کاهش می‌یابد. هومینیک و همکاران [۴۷]، به مطالعه عددی انتقال حرارت در لوله‌های انتقال حرارت ترموسیفون با استفاده از نانوسیال پرداختند. نویسندگان در این مطالعه به طور عمده به اثر غلظت حجمی نانو ذرات و دمای عملکرد بر انتقال حرارت لوله‌های حرارتی ترموسیفون با استفاده از نانوسیال متمرکز شدند. تجزیه و تحلیل برای نانوسیال آب- نانو ذرات $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$ و برای سه غلظت حجمی نانوذرات ۰/۲٪ و ۳/۵٪ و در چهار دمای عملکرد 60°C ، 70°C ، 80°C و 90°C انجام شده و نتایج عددی نشان داده است که غلظت حجمی نانو ذرات اثر قابل توجهی در کاهش اختلاف درجه حرارت بین بخش تبخیرکننده و چگالنده دارد. نتایج تجربی و عددی نشان می‌دهند که لوله‌های حرارتی ترموسیفونی که از نانو سیال بهره‌مند هستند، ویژگی‌های انتقال حرارت بهتری نسبت به لوله‌های حرارتی ترموسیفونی که از آب بهره‌مند هستند، از خود نشان می‌دهند.

یکی از محدودیت‌های ترموسیفون به وجود آمدن اثر خشک شدن فیلم مایع در بخش تبخیرکننده می‌باشد که این اثر هنگامی که ورودی گرما به بخش تبخیرکننده نسبتاً بالا باشد با تبخیر فیلم مایع چگالیده شده به وجود می‌آید و باعث حرکت سریع جریان بخار به سمت بالا می‌گردد. از این رو رازکی و همکاران [۴۸]، طی یک مطالعه‌ای به بررسی این پدیده با یک شبیه‌سازی گذرا CFD از مدل دو بعدی یک ترموسیفون با سیال عامل آب پرداخته‌اند. در این پژوهش آن‌ها سه نسبت پرشدن (۵۰، ۶۰ و ۷۰)٪ و حرارت ورودی با شار گرمایی 3000 W/m^2 را در نظر گرفته‌اند. همچنین در این مطالعه دمای بخش چگالنده نیز در دمای $291/15$ کلوین، ثابت نگه داشته شده است. نتایج نشان داده است که اثر خشک شدن فیلم مایع در نسبت‌های ۵۰٪، ۶۰٪ و ۷۰٪ به ترتیب در زمان‌های $35/1$ ، $45/8$ و $65/9$ ثانیه رخ می‌دهد. این نتایج درکی از تغییر فاز از مایع به بخار در ترموسیفون به وجود آورده است، به گونه‌ای که با شناسایی شرایط خشک شدن، اقدامات احتیاطی جهت جلوگیری از آسیب و یا ذوب شدن ترموسیفون به دلیل خشک شدن نیز می‌تواند انجام گردد.

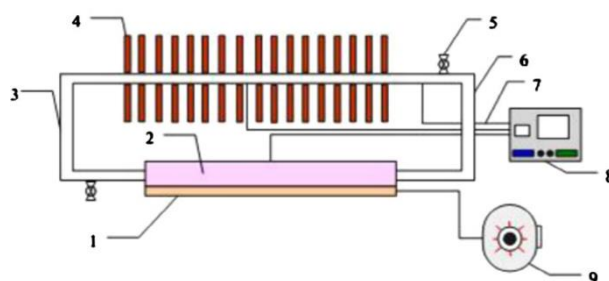
۲-۱-۲- اصلاح مکانیکی و سطحی در ساختار لوله ترموسیفون

۲-۱-۲-۱- مطالعات تجربی

انجانکار و یاراسو [۴۹]، تأثیر طول چگالنده، دبی جریان خنک‌کننده و بار حرارتی را بر عملکرد ترموسیفون بسته دو فازی بررسی کردند. ترموسیفون مورد استفاده، یک لوله مسی بسته به طول ۱۰۰۰ میلی‌متر (طول تبخیر کننده ۳۰۰ میلی‌متر، طول چگالنده ۴۵۰ میلی‌متر / ۴۰۰ میلی‌متر / ۳۵۰ میلی‌متر) و قطر داخلی و خارجی به ترتیب ۲۶ و ۳۲ میلی‌متر بوده است. آن‌ها با توجه به نتایج بدست آمده مشاهده کردند که بیشترین عملکرد حرارتی مربوط به یک ترموسیفون با دبی جریان $0/0027$ کیلوگرم در ثانیه و حرارت ورودی ۵۰۰ وات با طول چگالنده ۴۵۰ میلی‌متر بوده است. وونگتوم و کیاتسیروات [۵۰]، شیب نرخ انتقال حرارت ترموسیفون را تحت اثر موج صدا بررسی کرده‌اند. آن‌ها مشاهده کردند که قرارگیری یک ترموسیفون تحت اثر موج صوتی می‌تواند نرخ انتقال حرارت در آن را افزایش دهد. میرشاهی و رحیمی [۵۱]، به طور آزمایشی تأثیر بارهای

گرما، نسبت پر شدن و حجم اضافی را بر عملکرد یک ترموسیفون بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که تغییر در شار گرما، نسبت پر شدن و به کارگیری حجم اضافی مختلف تأثیر قابل توجهی بر عملکرد ترموسیفون دارد. رحیمی و همکاران [۵۲]، تأثیر اصلاح سطوح قسمت چگالنده و تبخیر کننده بر عملکرد کلی ترموسیفون را با قرار دادن صفحه جدید در سطح داخلی آن بررسی کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که با آب دوست‌تر کردن قسمت تبخیرکننده جهت کارایی بیشتر بخار و آبگریزتر کردن چگالنده جهت از بین بردن فیلم مایع و افزایش سطح برای تراکم، عملکرد گرمایی ترموسیفون ۱۵/۲۷ درصد افزایش می‌یابد و مقاومت حرارتی برابر در مقایسه با استفاده از یک صفحه تنها، ۲/۳۵ برابر کاهش می‌یابد.

ترموسیفون حلقه‌ای جهت دفع گرما از سلول‌های خورشیدی متمرکز، حل مشکل درجه حرارت بالا سلول‌های خورشیدی و راندمان پایین آن‌ها استفاده می‌گردد در این راستا چن و یانگ [۵۳]، در طی یک بررسی تجربی تبادلگر حرارتی ترموسیفون حلقه مطابق شکل ۲-۱۲ طراحی نموده و اثر سیال عامل بر عملکرد انتقال حرارت ترموسیفون حلقه را مورد بررسی قرار داده است. نتایج نشان داده است که از بین سه سیال عامل آب، اتانول و استون، اثر انتقال حرارت استون بهتر از آب و اتانول است، به صورتی که ترموسیفون بسته با سیال عامل استون را می‌توان ۷ بار جهت خنک‌کاری سلول‌های فتوولتائیک استفاده کرد، در حالی که ترموسیفون بسته اتانول را می‌توان برای ۳ بار و ترموسیفون بسته آب را تنها برای ۱ بار استفاده نمود. همچنین خصوصیات انتقال حرارت فین‌های ترموسیفون حلقه‌ای نیز به صورت عددی بر اساس انتقال حرارت جابجایی طبیعی مورد بررسی قرار گرفته و به یک ساختار بهینه از فین دست یافته اند.

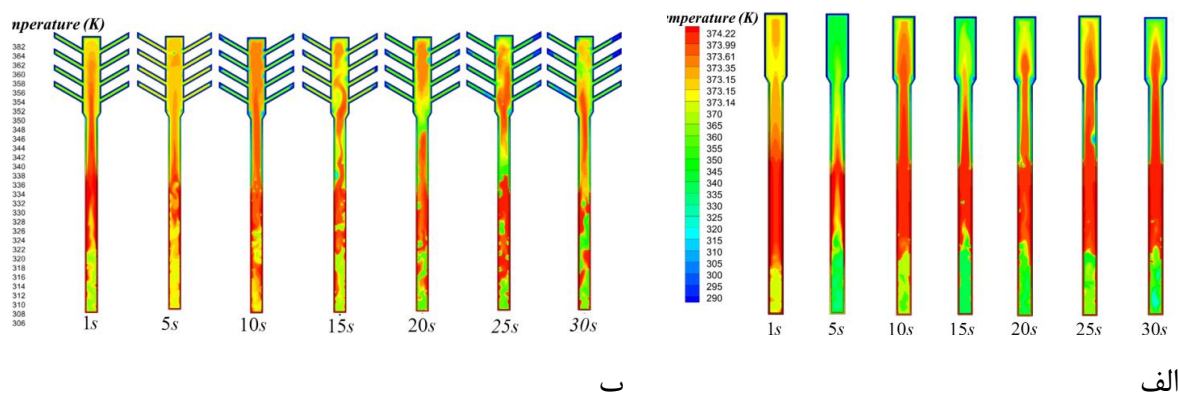


شکل ۲-۱۲- تجهیزات آزمایشگاهی ترموسیفون حلقه‌ای [۵۳] ۱- صفحه گرمایش الکتریکی ۲- ترموسیفون حلقه‌ای ۳- بالابر بخار ۴- فین‌های چگالنده ۵- شیر سوپاپی ۶- لوله برگشت مایع ۷- ترموکوپل ۸- دیتالاگر دما ۹- کنترلر دما

پینگال و همکاران [۵۴]، ویژگی‌های انتقال حرارتی یک ترموسیفون دو فاز دایره‌ای به طول ۱۰۰۰ میلی‌متر و قطر خارجی ۱۹ میلی‌متر را برای سیال عامل‌های مختلف (پروپیلن گلیکول و اتیلن گلیکول) با نسبت‌های مختلف پرشدن (۴۰٪ و ۶۰٪)، زاویه شیب ۰ تا ۵۰ درجه و حرارت ورودی (60°C تا 80°C)، بررسی کرده‌اند. نتایج آن‌ها نشان داده است که کارایی ترموسیفون دایروی با وجود هر دو سیال عامل با افزایش زاویه شیب، بدتر شده و زاویه شیب مطلوب برای ترموسیفون با هر دو سیال عامل در دو نسبت پر شدن ۴۰٪ و ۶۰٪، 20° تا 30° بدست آمده است. با افزایش ورودی گرمایی نیز کارایی ترموسیفون دایروی شروع به افزایش می‌کند. در صورتی که با تغییرات نسبت پرشدن، کمتر تحت تاثیر قرار گرفته است. به طور کلی در این پژوهش، ترموسیفون با سیال عامل اتیلن گلیکول میانگین کارایی بهتری نسبت به پروپیلن گلیکول داشته است.

۲-۲-۱-۲- مطالعات عددی

فرتاهی و همکاران [۵۵]، جهت شبیه‌سازی فرآیند جوشش و چگالش و ایجاد فیلم مایع یک مدل‌سازی CFD از این فرآیندها در داخل یک ترموسیفون دوفاز ارائه دادند که جهت حل آن از مدل VOF استفاده کرده‌اند. نتایج بدست آمده با مشاهدات آزمایشگاهی مقایسه شده و بررسی‌ها تطابق خوبی بین آن‌ها نشان داده است. علاوه بر این، نتایج به دست آمده از لحاظ تغییرات کسر حجمی بخار، دما و سرعت عمودی در مکان‌های مختلف در امتداد ترموسیفون مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. در این مطالعه همچنین یک مطالعه پارامتری نیز به منظور افزایش عملکرد ترموسیفون طراحی شده برای کاربردهای انرژی حرارتی خورشیدی مانند سیستم‌های آب گرم داخلی انجام شده است که مطابق شکل ۲-۱۳ عملکرد ترموسیفون بسته دو فاز را می‌توان با اضافه نمودن پره‌هایی کوچک به سطح جانبی بخش چگالنده بهبود داد.



شکل ۲-۱۳- کانتور دما در ترموسیفون الف- با هندسه ساده چگالنده ب- با هندسه پره دار چگالنده [۵۵]

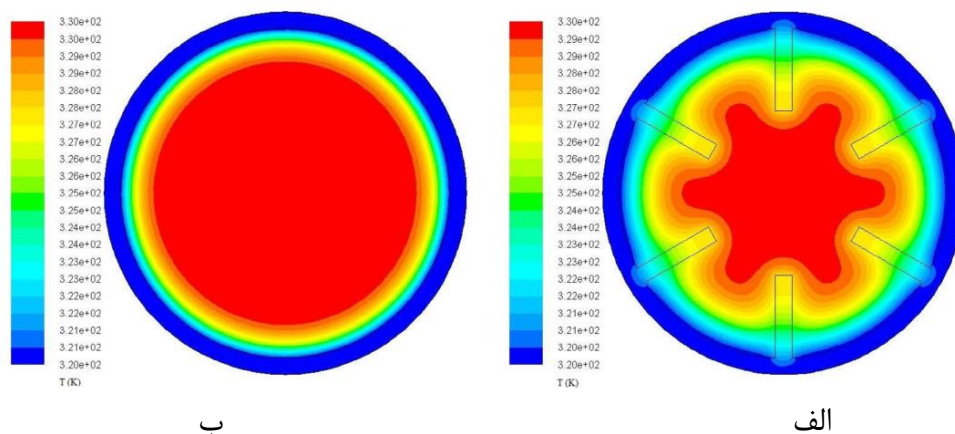
شو و همکاران [۵۶]، مطالعه ای انجام داده‌اند که در آن یک مدل با توجه به رطوبت قسمت تبخیرکننده از نظر زاویه تماس توسعه یافته است. این آزمایش‌ها با استفاده از یک ترموسیفون مسی با طول ۲۴۰ میلی‌متر و قطر داخلی و خارجی ۲۲/۲ میلی‌متر و ۲۵/۴ میلی‌متر انجام شده و تأثیرات زاویه شیب و رطوبت تبخیرکننده بر عملکرد حرارتی یک ترموسیفون با سیال عامل آب مورد بررسی قرار گرفته است. مشاهده شده است که دمای شبیه‌سازی شده با داده‌های تجربی با یک خطای نسبی ۱۲/۰٪ برای ترموسیفون اصلاح شده مطابقت دارد. نتایج نشان می‌دهد که حباب‌های چسبیده به دیواره‌ی قسمت تبخیرکننده کاهش یافته است، زیرا با افزایش زاویه شیب از ۱۵° تا ۹۰°، مقاومت حرارتی با ۵۹/۵٪ کاهش یافته است. همچنین با افزایش قدرت گرمایش از ۱۰ وات به ۱۴ وات، مقاومت حرارتی به طور قابل توجهی ۴۴/۱٪ کاهش می‌یابد که این مقدار کاهش برای یک تبخیر کننده با یک سطح هیدروفیلی نسبت به یک تبخیرکننده با یک سطح هیدروفوب به دلیل شدت فرکانس انتشار حباب سطح هیدروفیل که به صورت شارپی افزایش ۲۶۵٪ را نسبت به یک سطح هیدروفوب که افزایش ۱۰۰٪ در زاویه شیب ۹۰° دارد، ۲۰/۶٪ می‌باشد.

به طور تجربی ثابت شده است که استفاده از ترموسیفون‌های بسیار بلند امکان بازدهی بیشتری را در استخراج انرژی زمین گرمایی کم عمق فراهم می‌کند. از این رو وانگ و همکاران [۵۷]، یک شبیه‌سازی CFD از این نوع ترموسیفون با سیال عامل آمونیاک با طول کلی ۵۴ متر انجام داده‌اند تا جهت بهینه‌سازی عملکرد حرارتی ترموسیفون، رفتارهای انتقال حرارتی آن درک گردد. نتایج نشان داده است که با توجه به تأثیر فشار

هیدرواستاتیک ستون مایع، فرآیند جوشش در ابتدا در سطح استخر مایع شروع می‌شود و سپس به تدریج به سمت پایین حرکت می‌کند. با ارتفاع اولیه مایع بالاتر از ۱۰ متر، بخش پایین از استخر مایع، تماماً در حالت خاموش خواهد بود و هیچ مشارکتی در استخراج گرما نخواهد داشت. در حالت پایدار، منطقه جوشش در استخر مایع، بازده انتقال حرارت بسیار بالاتری از منطقه نیمه مرطوب در قسمت بالای تبخیرکننده نشان می‌دهد. ترموسیفون زمین گرمایی با نسبت پرشدن ۲۰٪ از آمونیاک در قسمت تبخیرکننده، یعنی ارتفاع اولیه مایع در ۱۰ متر، بهترین عملکرد حرارتی را تحت شرایط آزمون شبیه‌سازی دارد. برای ترموسیفون‌های زمین گرمایی فوق العاده طولانی (> ۵۰ متر) با سیال عامل آمونیاک نیز نشان دادند که بهتر است آمونیاک تا حد امکان پر گردد، اما فرض این است که ارتفاع اولیه ستون مایع باید کمتر از ۱۰ متر کنترل شود.

جهت درک بهتر و اطلاعات مفید برای ساخت ترموسیفون‌های خورشیدی دو فاز، آونگ و لی [۵۸]، اثر قطر ترموسیفون و زاویه شیب بالابر بر پارامترهای یک سیستم ترموسیفون آب گرم‌کن خورشیدی دو فاز، بسته را به صورت عددی بررسی کرده‌اند. در این مطالعه شار حرارتی دریافتی توسط کلکتور، نرخ دبی جرمی جریان در گردش، فشار محرک، افت فشار کلی، ضریب انتقال حرارت در بالابر و راندمان کلکتور به عنوان پارامترهای سیستم تعریف شده و تغییرات قطر و شیب بالابر در نظر گرفته شده‌است. اندازه لوله بالابر از ۱/۲۵ سانتی‌متر تا ۲/۵ سانتی‌متر با شیب ۲° تا ۷۵° متغیر است و فشار مطلق سیستم در ۳۵۶۷ پاسکال تنظیم شده‌است. آب نیز به عنوان سیال عامل انتخاب شده‌است. نتایج نشان داده است که برای به دست آوردن حداکثر شار حرارتی خورشیدی برای موقعیت عرض جغرافیایی بالاتر، زاویه شیب بیشتری مورد نیاز است. در ظهر خورشیدی، محلی در عرض جغرافیایی ۲۱/۹۹۶ شمالی، زاویه شیب بهینه در محدوده ۲۴° تا ۴۴° با افزایش قطر بالابر افزایش می‌یابد که ماکزیمم دبی جرمی جریان در گردش را از ۰/۰۲۲۸۸ kg/s تا ۰/۰۳۸۷۶ kg/s افزایش می‌دهد. ویژگی‌های انتقال حرارت دو فاز طولانی‌تر را می‌توان در زوایای شیب و دبی جرمی جریان کوچک‌تر برای همه اندازه‌های لوله بالابر به دست آورد. بنابراین مشاهده می‌شود که زاویه شیب و قطر بهینه برای شار گرمای خورشیدی، دبی جرمی جریان در گردش و ضریب انتقال حرارت در سیستم ترموسیفون دو فاز با هم منطبق نیستند.

منکنانت و کوماری [۵۹]، مدل هندسی ترموسیفون بسته دوفاز با فین‌های داخلی متصل به بخش چگالنده ایجاد شده با استفاده از نرم افزار کتیا^۱ را ارائه داده اند. این مدل با استفاده از نرم افزار تجاری انسیس فلوئنت^۲ شبیه‌سازی شده و تعامل بین دو فاز با استفاده از روش VOF مدل‌سازی شده است. همچنین بهینه‌سازی‌هایی نیز برای بهبود نرخ انتقال حرارت با استفاده از انواع مختلف نانوفلوئیدها، نسبت‌های مختلف ابعاد و هندسه‌ی فین‌های داخلی انجام شده است. نتیجه گیری‌ها براساس ویژگی‌های انتقال حرارت مانند توزیع دما و میزان انتقال حرارت انجام شده و برای همه موارد مقایسه شده است. ترموسیفون ساده با فین و بدون فین با استفاده از سیال عامل نانوسیال دی اکسید سیلیکون مقایسه شده است که نتایج نشان داده است که در میان سه نانوسیال بررسی شده در این کار، دی اکسید سیلیکون میزان انتقال حرارت بالاتری را در ترموسیفون با فین‌های مارپیچ دارد. نایر و بالاجی [۶۰]، نیز طی یک پژوهشی، جهت افزایش انتقال حرارت در بخش چگالنده ترموسیفون اثر تغییر تعداد فین‌های داخلی بر عملکرد ترموسیفون مسی با سیال عامل آب، در شرایط مرزی ثلثت را مورد مطالعه قرار داده‌اند که در شکل ۲-۱۴ تفاوت نحوه انتقال حرارت بین ناحیه چگالنده ترموسیفون با فین و بدون استفاده از فین نشان داده شده است. در این زمینه همچنین نارش و بلاجی [۶۱]، به بررسی عملکرد ترموسیفون فین دار داخلی با سیال عامل R134a نیز پرداخته‌اند.



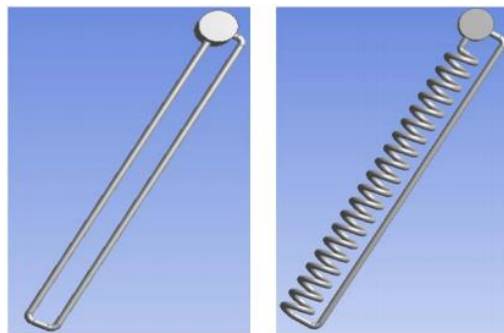
شکل ۲-۱۴- کانتور دما در قسمت چگالنده [۶۱] الف- با فین ب- بدون فین در $t=20s$

پنگ و همکاران [۶۲]، جهت خنک کاری بهتر دستگاه‌های الکترونیکی، یک ترموسیفون جدید با فین صفحه‌ای ارائه داده‌اند. مدل سه بعدی این ترموسیفون با استفاده از نرم افزار فلوئنت شبیه‌سازی شده و اثرات فاصله فین‌ها، ضخامت فین و نوع فین در سمت هوا بر ویژگی‌های حرارتی ترموسیفون با سرعت جریان متفاوت هوا از ۱۰ تا ۴۰ متر بر ثانیه بررسی شده است. نتایج عددی تطابق خوبی با داده‌های تجربی مربوطه داشته و نشان داده است که بازده انتقال حرارت و افت فشار ترموسیفون دارای فین‌های ساده با افزایش فضای فین‌ها کاهش می‌یابد. همچنین نشان داده شده است که در پارامترهای ساختاری مشابه، عملکرد خنک‌کنندگی ترموسیفون با فین‌های دنداندار بهتر از فین‌های ساده بوده است.

یکی از کاربردهای ترموسیفون‌ها استفاده از آن‌ها به منظور افزایش انتقال حرارت در دستگاه‌های خنک‌کننده و تبادلهای حرارتی هستند. رمضانزاده و همکاران [۶۳]، در یک پژوهش، عملکرد حرارتی یک ترموسیفون را به صورت تجربی با استفاده از نانوسیال نیکل/ گلیسرین- آب در سه غلظت ۰/۴۱۶، ۰/۶۲۵ و ۱/۲۵ گرم در لیتر مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج تجربی نشان داده است که نانوسیال با غلظت ۰/۶۲۵ گرم در لیتر کمترین مقاومت حرارتی را دارد. پس از آن، تبادلهای حرارتی مبتنی بر ترموسیفون طراحی شده و به پس از بررسی آن با عملکرد تبادلهای حرارتی مسی مقایسه شده است. از آنجایی که هدایت حرارتی موثر ترموسیفون بستگی به تفاوت دما بین قسمت چگالنده و تبخیرکننده دارد، یک روش جدید برای دستیابی به مدلسازی دقیق اعمال شده و اثرات دبی جرمی جریان سرد و دمای ورودی جریان داغ بر میزان انتقال حرارت ارزیابی شده است. نتایج نشان داده است که استفاده از ترموسیفون به جای لوله‌های مس با ابعاد مشابه منجر به بهبود بیش از ۱۰۰٪ در ظرفیت انتقال حرارت می‌شود. علاوه بر این، نتیجه‌گیری شده است که افزایش دبی جرمی جریان و دمای ورودی جریان داغ منجر به افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود.

در سال‌های اخیر، تحقیقات در زمینه انرژی‌های تجدیدپذیر جهت کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی به طور قابل توجهی افزایش یافته است که انرژی خورشیدی به دلیل در دسترس بودن در همه جا و امکان استفاده از آن در شرایط مختلف، در میان دیگر منابع انرژی تجدید پذیر پیشرو بوده است. ترموسیفون یکی از موفق‌ترین سیستم‌ها برای تبدیل انرژی خورشیدی است که در این راستا قاسم و همکاران [۶۴] و فریفتن و همکاران

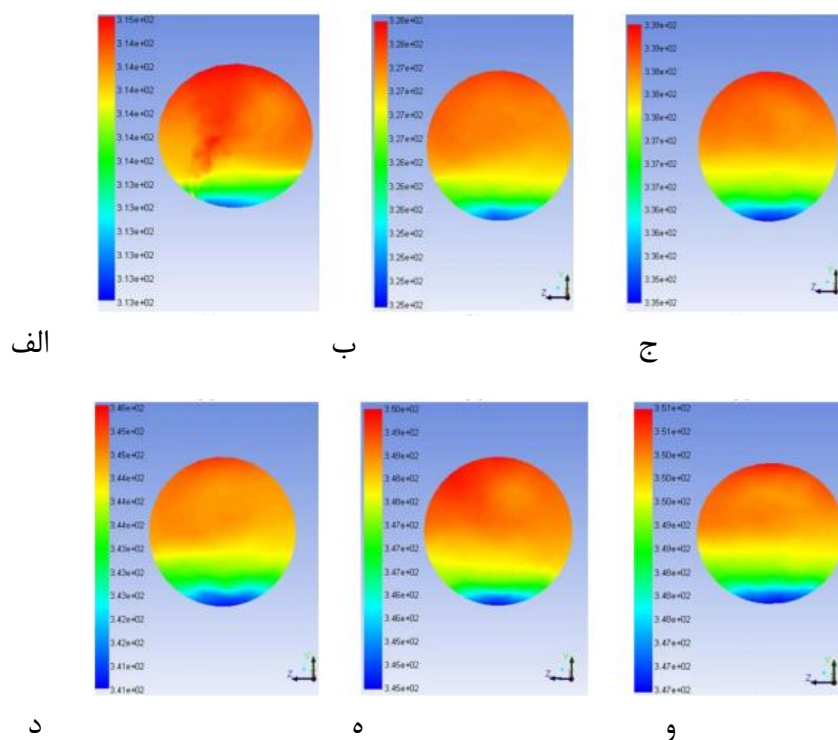
[۶۵]، با استفاده از یک کد CFD فرآیند جابجایی طبیعی در یک سیستم ترموسیفون خورشیدی را بررسی کرده‌اند. در این پژوهش لوله فولادی با قطر داخلی ۲۵ میلی‌متر و طول ۱۲۵۰ میلی‌متر به عنوان بخش چگالنده ترموسیفون در نظر گرفته شده است که در اطراف این قسمت از یک لوله با قطر داخلی ۵ برابر بخش چگالنده به صورت پوشش آبی جهت خنک‌کاری آن بخش استفاده شده است. دو نوع لوله مطابق شکل ۲-۱۵ در این تحقیق در نظر گرفته شده‌اند که عبارتند از: لوله‌های مستقیم و مارپیچ. در مورد لوله مارپیچ پنج چرخش مختلف در نظر گرفته شده است که عبارتند از: ۱۰، ۲۰، ۳۰، ۴۰ و ۴۵ دور. شار گرمای خورشیدی نیز 500 W/m^2 و بالاتر در تحلیل استفاده شده است. نتایج به‌دست‌آمده از تحلیل عددی نشان داده است که لوله مارپیچ در گرم کردن آب درون چگالنده برای شرایط عملیاتی یک‌سان، کارآمدتر از لوله مستقیم است. نسبت افزایش دمای آب پوششی پنج مورد لوله مارپیچ به لوله مستقیم نیز به ترتیب $8/23\%$ ، $5/36\%$ ، $1/42\%$ ، $3/45\%$ و $2/46\%$ بوده است که در کانتور دمایی نشان داده شده در شکل ۲-۱۶ نیز قابل مشاهده می‌باشد.



ب

الف

شکل ۲-۱۵- دو ترموسیفون به صورت الف- مارپیچ ب- مستقیم [۶۵]



شکل ۲-۱۶- توزیع دمایی از مقطع قسمت چگالنده بعد از یک ساعت قرارگیری در شار حرارتی 500 W/m^2 خورشیدی در ترموسیفون الف- مستقیم ب- مارپیچ با ۱۰ دور ج- مارپیچ با ۲۰ دور د- مارپیچ با ۳۰ دور ه- مارپیچ با ۴۰ دور و- مارپیچ با ۴۵ دور [۶۵]

۲-۱-۳- مدل سازی ریاضی و محاسباتی

بالایانان و همکاران [۶۶]، جهت بررسی عملکرد حرارتی تبادله گر حرارتی لوله گرمایی ترموسیفون آب با هوا، تحقیقات تجربی و تئوری انجام داده‌اند. آن‌ها پارامترهای فرآیند قابل کنترل مستقل گرمای ورودی، دمای آب و سرعت هوا را برای انجام کارهای آزمایشی انتخاب کرده و همبستگی را برای اثربخشی تبادله گر حرارتی لوله گرمایی ایجاد کردند. آن‌ها مدل ریاضی را با استفاده از روش ضریب رگرسیون توسعه دادند که در تحلیل عملکرد تبادله گر حرارتی لوله گرما مفید بوده است.

ژانگ و همکاران [۶۷]، یک مدل انتقال حرارت و جرم دو بعدی برای یک ترموسیفون دیسک شکل تخت دوفازی که در خنک کننده الکترونیکی استفاده می‌شود را توسعه دادند. نویسندگان جریان بخار در داخل

ترموسیفون دو فاز تخت را به عنوان یک جریان تک فاز شبیه‌سازی کردند. آن‌ها مدل پیش‌بینی شده خود را با نتایج تجربی مقایسه کردند تا عوامل تاثیرگذار بر مقاومت حرارتی محوری یک ترموسیفون را تعیین کنند. این مدل محدود بود زیرا جریان در داخل ترموسیفون مسطح به عنوان یک فاز بخار خالص در نظر گرفته شده بود. جودی و البابک [۶۸]، با استفاده از شبیه‌سازی کامپیوتری، یک سیستم ترموسیفون خورشیدی دو فاز را مطالعه کردند که در آن از R-11 به عنوان سیال عامل استفاده شده است. ابتدا نویسندگان برنامه‌های کامپیوتری و روش محاسبه را با مقایسه نتایج با آنچه که با سیستم‌های تک فاز به دست آمد، تأیید کردند. آن‌ها سپس محاسبات را برای سیستم ترموسیفون دو فاز انجام دادند. در محاسبات خود، آن‌ها دبی جرم جریان، فشار اشباع و درجه حرارت را در کلکتور و چگالنده، همراه با دمای مخزن و کارایی حرارتی چگالنده و کلکتور، مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج این مطالعه نشان داده است که بازده کلکتور سیستم دوفاز تقریباً ۲۰ درصد بیشتر از یک سیستم تک فاز بوده است. علاوه بر این، پاسخ سیستم دو فاز در رسیدن به حداکثر دمای مخزن و بهره‌وری، سریعتر از یک سیستم تک فاز است. البته این مطالعه تنها یک مدل ریاضی بوده و هیچ تجسم جریان را شامل نمی‌گردد.

صالحی و همکاران [۶۹]، از یک روش جدید برای طراحی خودکار شبکه‌های عصبی بر اساس الگوریتم ژنتیک، برای پیش‌بینی خروجی مجموعه ترموسیفون‌های بسته دوفازی استفاده کرده‌اند. در این پژوهش انتقال حرارت از نانوفلوئید آب/مس اکسید در یک ترموسیفون بسته دو فاز که از نظر حرارتی توسط یک میدان مغناطیسی افزایش یافته است، توسط یک شبکه عصبی مصنوعی بهینه شده (ANN) پیش‌بینی شده است. قدرت میدان مغناطیسی، کسر حجمی نانو ذرات در آب و قدرت ورودی به عنوان پارامترهای ورودی و بازده حرارتی به عنوان پارامترهای خروجی مورد استفاده قرار گرفته است. ضریب همبستگی ($R^2=0.924$)، خطای میانگین مربعات ($MSE=0.000340231$)، میانگین خطای مطلق ($MAE=0.012410941$) و خطای جذر میانگین مربعات ($NMSE=0.112417498$) بین کارایی حرارتی اندازه‌گیری شده و پیش‌بینی شده توسط مدل ANN توسعه یافتند. نتایج بدست آمده در این پژوهش با داده‌های تجربی مقایسه شده و مشخص شده است که بازده حرارتی برآورد شده توسط شبکه عصبی ادراکی چند لایه، دقیق می‌باشد. ضیاپور و همکاران

[۷۰]، جهت پیش‌بینی اثرات مقاومت حرارتی جریان بخار بر ویژگی‌های انتقال حرارتی یک ترموسیفون بسته دو فاز، یک کد فرترن افزایش یافته را با نرم افزار EES ادغام کرده و برای میردهای مختلفی مانند آب، آمونیاک، R-11، R-22 و R-134A بررسی نموده‌اند. آن‌ها همچنین یک طرح ادغام زمانی افزایش یافته برای حل معادلات حاکم در کد فرترن نیز پیشنهاد شده است.

ایدان و همکاران [۷۱]، به صورت آزمایشی و عددی عملکرد حرارتی یک ترموسیفون مسی با طول ۴۰۰ میلی‌متر و شش سیال عامل مختلف آب، متانول، اتانول، استون، بوتانول و R134 را مطالعه کرده‌اند. جهت حل معادلات انرژی در این ترموسیفون، مدل عددی سه بعدی این معادلات به صورت کد فرترن بر اساس روش تفاضل محدود ساخته شده است. نسبت پرشدن‌های (۴۰، ۵۰، ۶۰، ۷۰ و ۱۰۰) درصد نیز در این پژوهش در نظر گرفته شده است. کافل و توران [۷۲]، یک ترموسیفون دو فاز بسته عمودی را به صورت عددی با استفاده از روش دو سیالی در دامنه چندفازی اولری تحلیل کرده‌اند. ترموسیفون ابتدا با استفاده از یک مدل متقارن محوری در مقیاس کامل شبیه‌سازی شده و سپس از این مدل برای پیش‌بینی رفتار ترموسیفون تحت شرایط افزایش گرمای پالسی مختلف استفاده شده است. اثرات تبخیر، چگالش و گرمای بین سطحی و انتقال جرم نیز در حوزه دو فاز در نظر گرفته شده‌اند. ژاکت آب خنک‌کننده نیز همراه با دیواره ترموسیفون برای شبیه‌سازی اثر انتقال حرارت مزدوج بین دیواره و فاز سیال مدل‌سازی شده است. نتایج به‌دست‌آمده از مطالعه آن‌ها به طور مفصل پاسخ گرمایی کلی ترموسیفون همراه با دینامیک جریان سیال درون هسته آن را نشان می‌دهد و ثابت کرده است که روش دو سیالی همراه با تکنیک‌های به کار رفته می‌تواند به طور موثر برای شبیه‌سازی سیستم دو فاز مانند یک ترموسیفون معمولی استفاده شود.

برخلاف لوله‌های گرمایی دما پایین، بررسی تجربی و یا عددی لوله‌های گرمایی دما متوسط و بالا به نسبت کمتر مورد توجه محققین قرار گرفته است.

فصل ۳: بررسی معادلات حاکم و نحوه شبیه سازی

۳-۱- مقدمه

هدف علم مهندسی بررسی رفتار پدیده‌های فیزیکی و یافتن الگویی مناسب جهت بهره‌مندی از این پدیده‌ها و رفتارها می‌باشد، که این الگو از طریق مدلسازی ریاضی و به کارگیری قانون اصلی طبیعت، یعنی قوانین بقا که شامل بقای جرم، اندازه حرکت و انرژی برای یک سیستم و یا یک حجم کنترل است، بدست می‌آید. پدیده‌های انتقال حرارت از جمله پدیده‌های فیزیکی هستند که تحلیل آنها در هندسه‌ها و کاربردهای مختلف نیازمند جمع آوری معادلات حاکم مناسب و هماهنگ با آنها می‌باشد. در پژوهش حاضر مساله موجود، بررسی جریان انتقال حرارتی در داخل یک ترموسیفون بسته دوفازی دمای متوسط و بالا است که پدیده انتقال حرارت در آن در دو حالت جابه جایی از طریق نیروی جاذبه و رسانش از دیواره ترموسیفون رخ می‌دهد. معادلات حاکم بر مساله با استفاده از قوانین بقا، معادلات مربوط به جریان آرام، ناپایدار و دوفازی و همچنین با توجه به مطالعات انجام شده در این خصوص بدست می‌آید که پس از دستیابی به معادلات حاکم مناسب برای این مساله، این معادلات با استفاده از نرم افزار فلونت طی مراحل ذکر شده به صورت عددی حل می‌گردند.

۳-۲- پارامترهای مهم جریان دوفازی

در این بخش برخی از اصطلاحات و پارامترهای جریان دوفازی تعریف شده است که در آنها برای تفکیک فازها زیرنویس‌های g ، l ، f به ترتیب برای نمایش فاز گاز، مایع و نمایش کلی فازها به کار رفته‌اند [۷۶].

- دبی جرمی جریان دوفازی به صورت مجموع دبی‌های جرمی دوفاز تعریف می‌گردد.

$$W_f = \rho_f A_f U_f \quad (۱-۳)$$

$$W = W_l + W_g \quad (۲-۳)$$

که در آن ρ_f ، U_f و A_f به ترتیب چگالی، سرعت هر فاز و سطح مقطع عرضی می‌باشد [۷۶].

- دبی حجمی جریان دوفازی به صورت مجموع دبی‌های حجمی دوفاز تعریف می‌شود و به صورت زیر بیان می‌شود.

$$Q_f = \rho_f A_f \quad (3-3)$$

$$Q_f = \frac{W_f}{\rho_f} \quad (4-3)$$

- کیفیت جریان برای جریان دوفازی به صورت نسبت دبی جرمی فاز گاز، به دبی جرمی جریان دوفازی بیان می‌شود.

$$X = \frac{W_g}{W} \quad (5-3)$$

زمانی که شرایط تعادل ترمودینامیکی برقرار باشد، کیفیت جریان و کیفیت ترمودینامیکی با هم برابرند. برای جریان‌های دوفازی که با تغییر فاز همراه است، نیز کیفیت جریان و کیفیت ترمودینامیکی با هم برابرند ولی در طول جریان تغییر می‌کنند. در صورتی که در جریان‌های بدون تغییر فاز (بدون تغییرات حرارتی) این کیفیت در طول جریان ثابت است [۷۶].

- کیفیت حجمی به صورت نسبت دبی حجمی گاز به دبی حجمی جریان دوفازی بیان می‌گردد:

$$\beta = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} \quad (6-3)$$

- کسر حجمی به صورت نسبت حجمی فاز پراکنده یا پیوسته در جریان دوفازی بیان می‌گردد:

$$\alpha_l = \frac{A_l}{A} \quad (7-3)$$

این پارامتر یک کمیت متوسط زمانی و مکانی است و می‌تواند مقادیری بین صفر تا یک را شامل شود.

$$\alpha_l + \alpha_g = 1 \quad (8-3)$$

- چگالی مخلوط به صورت نسبت جرم مخلوط به حجم آن تعریف می‌گردد.

$$\rho_m = \frac{m_g + m_l}{V} \quad (9-3)$$

$$V = V_g + V_l \quad (10-3)$$

- شار جرمی مانند جریان تکفاز، به صورت جریان جرمی هرفاز بر واحد سطح مقطع تعریف می گردد.

$$G = \frac{W}{A} \quad (۱۱-۳)$$

- سرعت ظاهری به صورت سرعت یک تکفاز که به تنهایی در کانال جریان می یابد، تعریف می گردد.

$$U_{sf} = \frac{Q_f}{A} \quad (۱۲-۳)$$

- نسبت لغزش به صورت نسبت سرعت محلی فاز گاز به فاز مایع تعریف می گردد.

$$P = \frac{u_g}{u_l} \quad (۱۳-۳)$$

۳-۳- روش های آنالیز جریان دوفاز

مسائل دوفازی از طریق روش های مختلفی بررسی و حل می گردند که این روش ها به دو گروه تجربی و ریاضی تقسیم می شوند. در مدل تجربی نتایج آزمایشگاهی و نمودارها و داده های بدست آمده از این نتایج تجزیه و تحلیل می گردد اما در روش حل ریاضی، فرایندها و پدیده های دوفازی از طریق انواع مدل ریاضی شامل مدل همگن، دریفت فلاکس^۱ و مدل دو سیال^۲ حل می شوند که در ادامه به بررسی هر یک پرداخته شده است [۷۳].

1 -Drift flux

2 -Two Fluid

۳-۳-۱- مدل همگن

ساده‌ترین روش حل معادلات دوفازی روش همگن است که در آن فرض بر یکسان بودن سرعت هر دو فاز می‌باشد و می‌توان سیالی با خواص میانگین دو فاز را به صورت تک‌فاز در نظر گرفت [۷۳].

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_m}{\partial x} = 0 \quad (۱۴-۳)$$

$$\frac{\partial \alpha_g \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_g \rho_g u_m}{\partial x} = \Gamma_m \quad (۱۵-۳)$$

$$\frac{\partial \rho_m u_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_m^2}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial x} - F_w + F_g \quad (۱۶-۳)$$

که در رابطه بالا Γ_m ، انتقال جرم بین دو فاز و F_w نیروی حاصل از تنش برشی دیواره و F_g نیروی جاذبه می‌باشد. چگالی متوسط و سرعت متوسط در این مدل نیز از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\rho_m = \alpha_g \rho_g + \alpha_l \rho_l \quad (۱۷-۳)$$

$$u_m = \frac{\alpha_g \rho_g u_g + \alpha_l \rho_l u_l}{\rho_m} \quad (۱۸-۳)$$

۳-۳-۲- مدل دریافت فلاکس

در این مدل هر فاز دارای سرعتی متفاوت فرض شده است. این مدل را می‌توان برای حالت‌های مختلفی از جریان‌های دوفازی به کاربرد که در آن‌ها ترم‌های شتاب ناچیز باشند (زمانی که چگالی‌ها خیلی به هم نزدیک باشند). فرمول‌های این مدل به صورت تجربی به صورت زیر می‌باشند [۷۳].

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_m}{\partial x} = 0 \quad (۱۹-۳)$$

$$\frac{\partial \alpha_g \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_g \rho_g u_m}{\partial x} = \Gamma_g - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\alpha_g \rho_g \rho_l u_{gj}}{\rho_l} \right) \quad (۲۰-۳)$$

$$\frac{\partial \rho_m u_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_m^2}{\partial x} = -\frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\partial \alpha_g \rho_{gj}^2 \rho_l}{\partial \rho_m (1 - \alpha_g)} - F_w + F_g \quad (۲۱-۳)$$

سرعت و چگالی متوسط نیز همانند روابط مدل همگن محاسبه می‌شوند. سرعت دریفت^۱ (u_{gj}) نیز به صورت

زیر بیان می‌گردد:

$$u_{gj} = u_g - j \quad (۲۲-۳)$$

$$j = u_{sl} - u_{sg} \quad (۲۳-۳)$$

با مقایسه بین مدل دریفت فلاکس و مدل همگن می‌توان مشاهده نمود که این دو مدل به طور تقریبی جواب‌های یکسانی دارند با این تفاوت که سرعت رانش و یا دریفت در مدل همگن صرف نظر شده است.

۳-۳-۳- مدل دو سیال

مدل دو سیال یکی از دقیق‌ترین مدل‌های جریان دوفازی است. در این مدل معادلات بقای جرم و مومنتوم برای هر فاز به صورت جداگانه نوشته شده و فعل و انفعالات بین دو فاز از طریق اطلاعات اضافی به این معادلات اضافه می‌گردد.

تک بعدی در نظر گرفتن مدل دو سیال بر پایه مساحت معادل در معادلات سه بعدی، مدلی است که برای حل مسائل از آن استفاده می‌شود. در این مدل تمام مقادیر یک برش از سطح مقطع یکپارچه بوده و با مقادیر متوسط جایگزین می‌شود [۷۳]. زمانی که دو فاز دارای فشارهای متفاوت هستند باعث به وجود آمدن انتقال جرم، اثرات دینامیکی و فعل و انفعالات سطحی می‌شود.

معادلات بقا با فرض یک‌بعدی بودن جریان به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial \alpha_l \rho_l}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_l \rho_l u_l}{\partial x} = 0 \quad (۲۴-۳)$$

$$\frac{\partial \alpha_g \rho_g}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_g \rho_g u_g}{\partial x} = 0 \quad (۲۵-۳)$$

$$\frac{\partial \alpha_g \rho_g u_g}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_g \rho_g u_g^2}{\partial x} = -\frac{\partial \alpha_g P_g}{\partial x} + P_{ig} \frac{\partial \alpha_g}{\partial x} - \alpha_g \rho_g g \sin \beta - F_g - F_i \quad (۲۶-۳)$$

1 -Drift

$$\frac{\partial \alpha_l \rho_l u_l}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_l \rho_l u_l^2}{\partial x} = -\frac{\partial \alpha_l P_l}{\partial x} + P_{il} \frac{\partial \alpha_l}{\partial x} - \alpha_l \rho_l g \sin \beta - F_l - F_i \quad (27-3)$$

که در آن ها P_{il} و P_{ig} به ترتیب فشار مایع و گاز در روی سطح مشترک می باشند. همچنین F_l ، F_g و F_i نیز به عنوان نیروهای گاز، مایع و سطح مشترک به صورت زیر تعریف می شوند:

$$F_g = \frac{\tau_g S_g}{A} \quad (28-3)$$

$$F_l = \frac{\tau_l S_l}{A} \quad (29-3)$$

$$F_i = \frac{\tau_i S_i}{A} \quad (30-3)$$

که در روابط بالا S محیط ترشده به وسیله فاز می باشد و تنش ها (τ) نیز از طریق روابط زیر بدست می آیند:

$$\tau_g = \frac{1}{2} f_{wg} \rho_g u_g^2 \quad (31-3)$$

$$\tau_l = \frac{1}{2} f_{wl} \rho_l u_l^2 \quad (32-3)$$

$$\tau_i = \frac{1}{2} f_i \rho_g (u_g - u_l)^2 \quad (33-3)$$

که ضرایب اصطکاکی نیز از روابط اصطکاکی تجربی و شبه تجربی بدست می آیند [۷۷].

۳-۴- مدل سازی CFD مساله حاضر

در طی سال های اخیر مهندسين به کمک کامپیوترهای سریع، قادر به انجام محاسبات عددی قابل توجهی جهت پیش بینی پدیده های مهندسی و بهبود فرآیند طراحی، شده اند. استفاده از روش های عددی، توانایی پیش نمایش راه حل یک مشکل است که هنوز به مرحله آزمایش نرسیده است که می تواند راه دیگری برای بهبود نتایج تجربی نشان دهد. دینامیک سیالات محاسباتی یا CFD، روشی استاندارد برای طراحی و تجزیه و تحلیل مسائل مرتبط مهندسی شامل پدیده های چند فیزیکی شده است.

ساختار برنامه های CFD بر اساس روش عددی می باشد که در آن عموماً یکی از سه روش و تکنیک اختلاف

محدود^۱، حجم محدود^۲ و المان محدود^۳ برای حل معادلات حاکم استفاده می‌شود که اولین گام در حل مساله از طریق هر سه روش، تقریب زدن متغیرهای مجهول جریان با استفاده از توابع ساده در معادلات حاکم می‌باشد. گام بعدی گسسته‌سازی معادلات حاکم با جای‌گذاری تقریب‌ها می‌باشد و در آخر نیز حل معادلات جبری است. تفاوت اصلی بین سه روش ذکر شده، نحوه‌ی تقریب خوردن متغیرهای جریان در آن‌هاست به صورتی که در روش تفاضل محدود، مشتق‌های جزئی موجود در معادلات با استفاده از بسط سری تیلور، با عبارت‌های تفاضل محدود تقریب می‌خورند و معادلات جبری بدست آمده بر روی تک تک نقاط دامنه محاسباتی حل می‌شوند اما در روش‌های احجام محدود و اجزاء محدود از فرم انتگرالی معادلات استفاده می‌شود که در آن محدوده حل به حجم (در حالت سه بعدی) یا سطح‌های کوچک (در حالت دو بعدی) تقسیم شده و انتگرال کلی از معادلات حاکم بر حجم‌های میدان حل گرفته می‌شود.

معادلات تفاضل محدود بدست آمده از تقریب زدن معادلات دیفرانسیلی جزئی، در قلمرویی مستطیلی با فاصله‌های مساوی حل می‌شوند اما به دلیل نا منظم بودن اکثر محدوده‌های فیزیکی، نیاز است که مختصات فضای فیزیکی به مختصات فضای محاسباتی مستطیلی تبدیل گردد که این کار در هندسه‌های بسیار نا منظم امکان بروز مشکلات در دقت و همگرایی حل را موجب می‌گردد، بنابراین به طور کلی روش‌های تفاضل محدود برای محدوده‌های فیزیکی پیچیده مناسب نبوده و عملکرد ضعیفی خواهند داشت. اما روش‌های حجم محدود یا المان محدود چنین ضعفی ندارند، زیرا متغیر مستقل به طور مستقیم در محدوده فیزیکی انتگرال‌گیری می‌شود. بنابراین با تجزیه محدوده حل در چندین المان، معادلات قابل حل می‌گردند. پس در هندسه‌های پیچیده، مشکل اصلی در برنامه شبکه‌سازی است نه برنامه حل حجم محدود. از دیگر مزیت‌های روش‌های حجم محدود می‌توان به عدم نیاز به شبکه سازمان یافته و نیز تبدیل مختصات همچون روش‌های تفاضل محدود نیز اشاره کرد. از این رو می‌توان گفت که در محدوده‌های هندسی پیچیده، روش‌های حجم محدود نسبت به روش‌های تفاضل محدود برتری داشته و در انتخاب حجم‌های تجزیه شده انعطاف بیشتری در اختیار

1 - Finite Difference

2 - Finite volume

3 - Finite element

کاربر قرار می‌دهد [۷۸].

نرم‌افزارهای تجاری CFD با بیشترین کاربری، PHOENICS، FLOW3D، STAR-CD، CFX و FLUENT می‌باشد که عملکرد همه آن‌ها بر اساس روش حجم محدود است. در این پژوهش مدلسازی مساله مورد نظر در نرم‌افزار فلوئنت انجام شده است. نرم‌افزار فلوئنت از کدهای مدل کردن جریان سیال و انتقال حرارت در هندسه‌های پیچیده می‌باشد که با زبان برنامه‌نویسی C نوشته شده است. از ویژگی‌های این نرم‌افزار تغییر شبکه و تحلیل جریان با شبکه‌های غیر سازمان یافته برای هندسه‌های پیچیده می‌باشد. همچنین در این نرم کاربر می‌تواند در مرزها و مکان‌های لازم در هندسه، شبکه را بهبود دهد (ریز کردن یا درشت تر کردن شبکه). همچنین تمام توابعی مورد نیاز برای انجام محاسبات و نمایش نتایج بسادگی از طریق منوهای برنامه قابل دسترسی می‌باشند [۷۹].

در حال حاضر دو دیدگاه برای محاسبه عددی جریان‌های چند فازی وجود دارد: دیدگاه اوایلر-اوایلر^۱ و دیدگاه اوایلر-لاگرانژ^۲. در نگرش اوایلر-لاگرانژ فازهای مختلف به عنوان یک محیط پیوسته تلقی می‌شود، در حالی که فاز پراکنده با کسر حجمی کمتر ۱۰٪، با ردیابی تعداد زیادی از ذرات در میدان جریان محاسبه شده، حل می‌شود. فاز پراکنده می‌تواند با فاز مایع تبادل اندازه حرکت، جرم و انرژی نماید. در روش اوایلر-اوایلر، فازهای مختلف به عنوان یک محیط درهم تنیده پیوسته به صورت ریاضی بررسی می‌شود. معادلات پایسیستگی برای هر فاز به منظور به دست آوردن مجموعه‌ای از معادلات استخراج می‌شود. این معادلات با روابطی که از اطلاعات تجربی و یا با استفاده از نظریه جنبشی بدست می‌آیند، بسته می‌شوند. بنابراین در این مساله با توجه به اینکه کسر حجمی فاز پراکنده بیش از ۱۰ درصد می‌باشد، از مدل اوایلر-اوایلر استفاده شده است که مدل حجم سیال (VOF) یکی از مدل‌های چند فازی اوایلر-اوایلر در برنامه فلوئنت می‌باشد [۳۴].

حل عددی مطابق روش حجم محدود برای جریان‌های چند فازی مشکل‌تر از جریان‌های تک‌فازی می‌باشد که دلایل آن ساکن نبودن خط اتصال‌های بین فازها می‌باشد که سبب تغییر خواص فیزیکی مانند چگالی و

1 - The Euler-Euler approach

2 -The Euler-Lagrange approach

گرانروی در خط اتصال‌های بین فازهای مختلف می‌گردد، از این رو برای حل مساله، نیاز به تلاش بسیار زیاد محاسباتی می‌گردد که تکنیک حجم سیال^۱ (VOF) جهت حل این مسائل با مشخص نمودن حرکت تمامی فازها و تعریف حرکت خط اتصال‌های بین فازها به کار می‌رود. این روش را می‌توان برای مدل کردن دو سیال غیر قابل امتزاج جهت ردیابی سطح، به یک مش ثابت اعمال کرد. در مدل VOF از مدلسازی CFD، مجموعه‌ای از معادلات ناویراستوکس از طریق دامنه محاسباتی و به صورت همزمان حل می‌شوند. جهت ردیابی حرکت فازهای مختلف در این معادلات نیز کسر حجمی برای هرفاز تعریف می‌گردد که در مدل VOF مجموع کسر حجمی تمام فازها در هر حجم کنترل برابر با یک است [۸۰]. مدل VOF متکی بر این واقعیت است که هر سلول در دامنه‌ی محاسباتی توسط یک فاز و یا ترکیبی از این دو فاز اشغال می‌شود. به عبارت دیگر، اگر α_l کسر حجمی مایع و α_v کسر حجمی بخار باشد، سه حالت زیر امکان‌پذیر است [۳۴]:

الف- $\alpha_l = 1$: سلول تماماً توسط مایع اشغال شده است.

ب- $\alpha_l = 0$: سلول تماماً توسط بخار اشغال شده است.

ج- $0 < \alpha_l < 1$: سلول توسط مایع و بخار اشغال شده است.

۳-۴-۱- معادلات ناویر-استوکس برای مدل VOF

در مطالعه حاضر معادلات حاکم پیوستگی جرم، مومنتوم و انرژی برای توصیف حرکت سیال عامل در ترموسیفون استفاده می‌شود. همچنین به دلیل فیزیک مساله که سرعت هر دوفاز پایین بوده و یک جریان لایه‌ای هموار در داخل ترموسیفون برقرار می‌کند، این معادلات برای جریان آرام استفاده می‌گردد.

۳-۴-۱-۱- معادله پیوستگی برای مدل VOF

با اعمال اصل فیزیکی بقای جرم به مایع، معادله پیوستگی به صورت زیر بدست می‌آید [۳۵]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (3-34)$$

1 -The volume of fluid (VOF) model

که ρ چگالی، V بردار سرعت و t زمان است.

معادله بالا جهت بررسی سطح مشترک بین فازها برای کسر حجمی یکی از فازها نوشته می‌شود که معادله

پیوستگی برای مدل VOF برای فاز ثانویه (l) می‌تواند به صورت زیر بیان گردد [۸۱]:

$$\nabla \cdot (\alpha_l \rho_l V) = -\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_l \rho_l) + S_m \quad (35-3)$$

که S_m ترم جرمی مورد استفاده جهت محاسبه مقدار جرم انتقال یافته در طول فرآیندهای تبخیر و چگالش

می‌باشد.

معادله پیوستگی نشان داده شده در بالا می‌تواند معادله کسر حجمی نامیده شود. این رابطه برای فاز اولیه

حل نخواهد شد، زیرا کسر حجمی فاز اولیه بر اساس قید زیر تعیین می‌شود [۸۱]:

$$\sum_{l=1}^n \alpha_l = 1 \quad (36-3)$$

هنگامی که سلول به طور کامل توسط فاز اولیه (v) یا فاز ثانویه (l) پر نشده باشد، ترکیبی از فازهای بخار (v)

و مایع (l) وجود دارد. بنابراین، چگالی مخلوط به صورت کسر حجمی-چگالی متوسط بیان می‌گردد که رابطه

آنها در زیر نشان داده شده است [۸۱]:

$$\rho = \alpha_l \rho_l + (1 - \alpha_l) \rho_v \quad (37-3)$$

که ρ_l چگالی فاز ثانویه (مایع) و ρ_v چگالی فاز اولیه (بخار) می‌باشد. همچنین α_l نیز کسر حجمی فاز ثانویه

می‌باشد.

۳-۴-۱-۲- معادله مومنتوم برای مدل VOF

نیروهای گرانشی، فشاری، اصطکاک و کشش سطحی به عنوان نیروهای وارد بر سیال در نظر گرفته شده

است. به منظور در نظر گرفتن اثر کشش سطحی در امتداد خط واصل بین دو فاز، مدل نیروی سطحی پیوسته

که توسط اندرسون و همکاران [۸۱]، پیشنهاد شده است (F_{CSF}) به معادله‌ی مومنتوم اضافه می‌شود:

$$F_{CSF} = 2\sigma \frac{\alpha_l \rho_l C_v \nabla \alpha_v + \alpha_v \rho_v C_l \nabla \alpha_l}{\rho_l + \rho_v} \quad (38-3)$$

که σ ضریب تنش سطحی و C انحنا سطحی است.

با در نظر گرفتن توضیحات ذکر شده در بالا، معادله‌ی حرکت برای مدل VOF به شکل زیر نوشته می‌شود

[۳۵]:

(۳۹-۳)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho V) + \nabla \cdot (\rho V V^T) = \rho g - \nabla P + \nabla \cdot \left[\mu \left(\nabla V + (\nabla V)^T \right) - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot V) I \right] + F_{CSF}$$

که g شتاب جاذبه، P فشار و I تانسور واحد می‌باشد.

معادله حرکت به کسر حجمی تمام فازها از طریق خواص فیزیکی چگالی و ویسکوزیته وابسته است [۸۱].

بنابراین ویسکوزیته دینامیکی از طریق رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\mu = \alpha_l \mu_l + (1 - \alpha_l) \mu_v \quad (۴۰-۳)$$

معادله مومنتوم در سرتاسر دامنه محاسباتی حل شده و سرعت محاسبه شده در میان فازها به اشتراک

گذاشته می‌شود.

۳-۴-۱-۳- معادله انرژی برای مدل VOF

معادله انرژی برای مدل VOF به صورت زیر می‌باشد [۳۵]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\rho E V) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\rho V) + S_E \quad (۴۱-۳)$$

که S_E ترم انرژی جهت محاسبه گرمای منتقل شده در طول فرآیندهای تبخیر و چگالش می‌باشد و هدایت

حرارتی k در مدل VOF نیز از رابطه زیر بدست می‌آید [۸۱]:

$$k = \alpha_l k_l + (1 - \alpha_l) k_v \quad (۴۲-۳)$$

همچنین مدل VOF با درجه حرارت (T) و انرژی (E) به عنوان یک متغیر متوسط‌گیری شده از جرم رفتار

می‌کند که در معادله‌ی زیر دیده می‌شود [۸۱]:

$$E = \frac{\alpha_l \rho_l E_l + \alpha_v \rho_v E_v}{\alpha_l \rho_l + \alpha_v \rho_v} \quad (43-3)$$

که E_l و E_v برپایه گرمای ویژه C_v هر فاز و دمای مشترک بین آنها می باشد که توسط معادله کالری هر فاز نشان داده شده در زیر تعریف می گردد [۳۵]:

$$E_l = C_{v,l} (T - T_{sat}) \quad (44-3)$$

$$E_v = C_{v,v} (T - T_{sat}) \quad (45-3)$$

معادله انرژی در سراسر دامنه‌ی محاسباتی برای هر دو فاز حل شده و دمای محاسبه شده در میان فازها به اشتراک گذاشته می شود.

خط واصل بین دو فاز توسط کسر حجمی ردیابی می شود. بنابراین می توان با موازنه‌ی جرمی در خط اتصال فازها، معادله‌ی بقای کسر حجمی را به صورت زیر بیان کرد:

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + u \cdot \nabla \alpha = 0 \quad (46-3)$$

۳-۴-۲- انتقال جرم و گرما در طول فرآیندهای تبخیر و میعان

نرم افزار فلونت توانایی شبیه سازی مواد تغییر فاز را در طول فرآیندهای تبخیر و میعان را ندارد، از این رو به منظور دور زدن این مشکل، یک تابع تعریف شده توسط کاربر (UDF) برای تکمیل کد موجود در برنامه فلونت استفاده شده است [۸۲]. این کد جهت محاسبه مقدار حرارت و جرم منتقل شده بین فاز بخار و مایع در طول فرآیندهای تبخیر و میعان به صورت ترم جرم S_m در معادلات پیوستگی جرم و ترم انرژی S_E در معادلات انرژی بیان شده است که روابط آنها در جدول ۳-۱ نشان داده شده است.

جدول ۳-۱- ساختار ترم چشمه و انرژی [۳۴]

انرژی حرارتی	فرآیند تغییر فاز	شرایط دمایی	فاز	ترم چشمه	
انتقال جرم	تبخیر	$T_{mix} > T_{sat}$	مایع	$S_m = -0.1\alpha_l \rho_l \frac{T_{mix} - T_{sat}}{T_{sat}}$	(۴۷-۳)
			بخار	$S_m = 0.1\alpha_l \rho_l \frac{T_{mix} - T_{sat}}{T_{sat}}$	(۴۸-۳)
	میعان	$T_{mix} < T_{sat}$	مایع	$S_m = 0.1\alpha_v \rho_v \frac{T_{mix} - T_{sat}}{T_{sat}}$	(۴۹-۳)
			بخار	$S_m = -0.1\alpha_v \rho_v \frac{T_{mix} - T_{sat}}{T_{sat}}$	(۵۰-۳)
انتقال حرارت	تبخیر		$S_m = -0.1\alpha_l \rho_l \frac{T_{mix} - T_{sat}}{T_{sat}} LH$		(۵۱-۳)
	میعان		$S_E = 0.1\alpha_v \rho_v \frac{T_{mix} - T_{sat}}{T_{sat}} LH$		(۵۲-۳)

در این جدول T_{mix} دما مخلوط، T_{sat} دمای اشباع و LH گرمای نهان می باشد.

۳-۴-۳- شرایط مرزی

در این شبیه سازی، شرط مرزی غیر لغزشی در دیوارهای داخلی ترموسیفون اعمال می شود. به منظور شبیه سازی گرمایش و تبخیر، یک شار حرارت ثابت بسته به ورودی و شار گرما در مرزهای دیواره بخش تبخیر کننده و شار حرارتی صفر نیز به عنوان شرط مرزی بر روی بخش آدیاباتیک با توجه به عایق بودن این بخش تعریف می شود. در بخش چگالنده نیز با آزاد شدن گرما از بخار و چگالش آن سرمایش اتفاق می افتد. این سرمایش با توجه به دستگاه تجربی با انتقال حرارت توسط آب اتفاق می افتد. بنابراین، ضریب انتقال حرارتی جابه جایی به عنوان شرایط مرزی بر روی دیواره چگالنده تعریف می شود. این ضریب انتقال حرارت با استفاده از فرمول زیر محاسبه شده است:

$$h_c = \frac{Q_c}{2\pi r L_c (T_{c.av} - T_{\infty})} \quad (۵۳-۳)$$

که h_c ضریب انتقال حرارتی جابه جایی، Q_c نرخ انتقال حرارت در بخش چگالنده، L_c ارتفاع چگالنده، $T_{c.av}$

دمای میانگین بخش چگالنده و T_{∞} دمای میانگین آب خنک کننده در بخش چگالنده می‌باشد.

۳-۴-۴- استراتژی حل و معیار همگرایی

در قسمت اول، شبیه‌سازی گذرا با گام زمانی 0.00005 ثانیه برای مدل سازی رفتار دینامیکی جریان دو فاز با سیال آب دیونیزه به عنوان سیال عامل، انجام شده است [۳۴]. گام زمانی بر اساس عدد Courant انتخاب شده است که نسبت گام زمان به زمان حرکت مایعات در یک سلول است. برای مدل‌های VOF، حداکثر عدد Courant مجاز در نزدیکی سطح مشترک بین دو فاز 250 است. برای گام زمانی 0.00001 ثانیه، عدد Courant کمتر از 3 است که در شبیه‌سازی حاضر، روغن $C_{15}H_{32}$ به عنوان سیال عامل انتخاب گردیده و پس از حدود 84 ثانیه به حالت پایدار می‌رسد.

در این شبیه‌سازی الگوریتم سیمپل^۱ جهت ارتباط بین فشار و سرعت و معادله مرتبه اول جهت تعیین اندازه حرکت و انرژی در مدل استفاده شده است. همچنین مدل‌های Geo-Reconstruct و PRESTO به ترتیب برای کسر حجمی و رفتار فشار سامانه در شبیه‌سازی انتخاب شده‌اند. در مطالعه حاضر، معیار همگرایی برای مولفه‌های سرعت و جرم کمتر از 10^{-4} در نظر گرفته شده است.

سیال عامل روغن $C_{15}H_{32}$ به عنوان فاز اولیه و بخار روغن به عنوان فاز ثانویه تعریف می‌شود. برای محاسبات انتقال جرم و حرارت در طول فرآیند تبخیر و چگالش دمای جوش $493K$ در نظر گرفته شده است. همچنین مقدار گرمای نهان در کد UDF برابر 26489 kJ/kg اعمال شده است. با شروع روند شبیه‌سازی، ابتدا استخر مایع در تبخیرکننده گرم شده و پس از رسیدن به درجه حرارت اشباع $493K$ ، تبخیر شروع می‌شود و تغییر فاز اتفاق می‌افتد. بخار اشباع شده به سمت بالا و به چگالنده منتقل می‌شود که در آنجا در امتداد دیواره‌های سرد، میعان رخ داده و یک فیلم مایع نازک ایجاد می‌گردد [۳۴].

جدول ۳-۲ نشان دهنده خلاصه ای از پارامترهای در نظر گرفته شده در مساله حاضر می‌باشد.

جدول ۳-۲- خلاصه‌ای از پارامترهای در نظر گرفته شده

General			
Solver		Type	Pressure-Based
		Time	Transient
		Gravity	-9.81
Models			
Multiphase Model	مدل همگن	Volume Of Fluid (VOF)	
	فرمولاسیون	Explicited	
		Courant Number	< 3
Energy		On	
Viscous model		Laminar	
Solution Methods			
Pressure-velocity coupling		SIMPLE	
Spatial discretization		Pressure	PRESTO!
		Volume Fraction	Geo-Reconstruct
		Momentum	First Order Upwind
Boundary conditions			
		$T_{\infty} \left(K \right)$	
Evaporator		493	
Condenser		298	

فصل ۴: نتایج

۴-۱ مقدمه

لوله گرمایی یک وسیله انتقال حرارت دو فازی با سرعت انتقال حرارت بسیار بالا است که براساس تبخیر و چگالش مایع محبوس گردشی در یک لوله دو سر بسته کار می‌کند. هدف اصلی این مطالعه بررسی یک لوله گرمایی بدون فتيله و یا اصطلاحاً ترموسیفون دو فازی بسته دما متوسط یا بالا که قابلیت استفاده در نیروگاه‌های بخار را داشته باشد است. با توجه به اینکه اطلاعاتی از ترموسیفون دما بالا که قابلیت استفاده در رنج دمایی مد نظر در نیروگاه‌ها ($350-100^{\circ}\text{C}$) را داشته باشد، موجود نمی‌باشد در این مطالعه ابتدا ترموسیفون بررسی شده توسط فضل و همکاران [۳۴] مورد مطالعه قرار می‌گیرد، و از نتایج آن برای اعتبار سنجی و بررسی صحت شبیه‌سازی عددی استفاده می‌شود. سپس ترموسیفون دما بالا با سیال عامل روغن شبیه‌سازی می‌شود. به صورت کلی این فصل شامل دو زیر فصل کلی به شرح زیر می‌باشد:

- شبیه‌سازی لوله گرمایی [۳۴] به منظور اعتبارسنجی
 - شبیه‌سازی لوله گرمایی دما بالا با سیال عامل روغن
- کلیه شبیه‌سازی‌ها در محیط انسیس فلوئنت هجده صورت پذیرفته است.

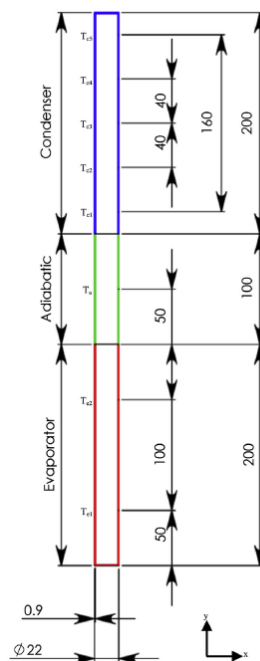
۴-۲ شبیه‌سازی ترموسیفون

در این مطالعه از مشخصات ترموسیفون پیشنهاد شده فضل و همکاران [۳۴] برای شبیه‌سازی چگالش و تبخیر صورت گرفته در محیط داخلی ترموسیفون به منظور اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی استفاده می‌شود. سیال عامل مورد استفاده در پژوهش مدنظر آب دیونیزه شده می‌باشد. بخار آب به عنوان فاز اولیه (بخار) و مایع آب به عنوان فاز ثانویه (مایع) تعریف می‌شود. با توجه به اینکه در لحظه شروع کار، خلا نسبی درون ترموسیفون در نظر گرفته می‌شود، برای محاسبات انتقال جرم و حرارت در طول فرآیند تبخیر و چگالش دمای جوش 348 K در نظر گرفته شده است. همچنین مقدار گرمای نهان در کد UDF برابر 2455 kJ/kg اعمال شده است. با شروع روند شبیه‌سازی، ابتدا استخر مایع در تبخیرکننده گرم شده و پس از رسیدن به درجه

حرارت اشباع 348 K ، تبخیر شروع می‌شود و تغییر فاز اتفاق می‌افتد. بخار اشباع شده به سمت بالا و به بخش چگالنده منتقل می‌شود که در آنجا در امتداد دیواره‌های سرد، میعان رخ داده و یک فیلم مایع نازک بر روی جداره داخلی لوله ترموسیفون شکل می‌گیرد.

۴-۲-۱ مطالعه مش

شکل ۴-۱ هندسه این ترموسیفون را نشان می‌دهد. این ترموسیفون دارای ارتفاع 0.5 متر می‌باشد. طول بخش تبخیرکننده، آدیاباتیک و چگالنده به ترتیب 0.2 ، 0.1 و 0.2 متر می‌باشد. دما در 8 نقطه از دیواره این ترموسیفون برای اعتبارسنجی با نتایج حل عددی اندازه‌گیری شده است. ضمن اینکه شبکه‌های با تعداد 40000 ، 80000 و 120000 سلول محاسباتی برای بررسی نتایج استقلال حل از شبکه در نظر گرفته شد. همچنین با توجه به اینکه فیلم مایع نازکی در نزدیک جداره شکل می‌گیرد، تعداد 12 لایه مش به عنوان لایه مرزی استفاده شده است.



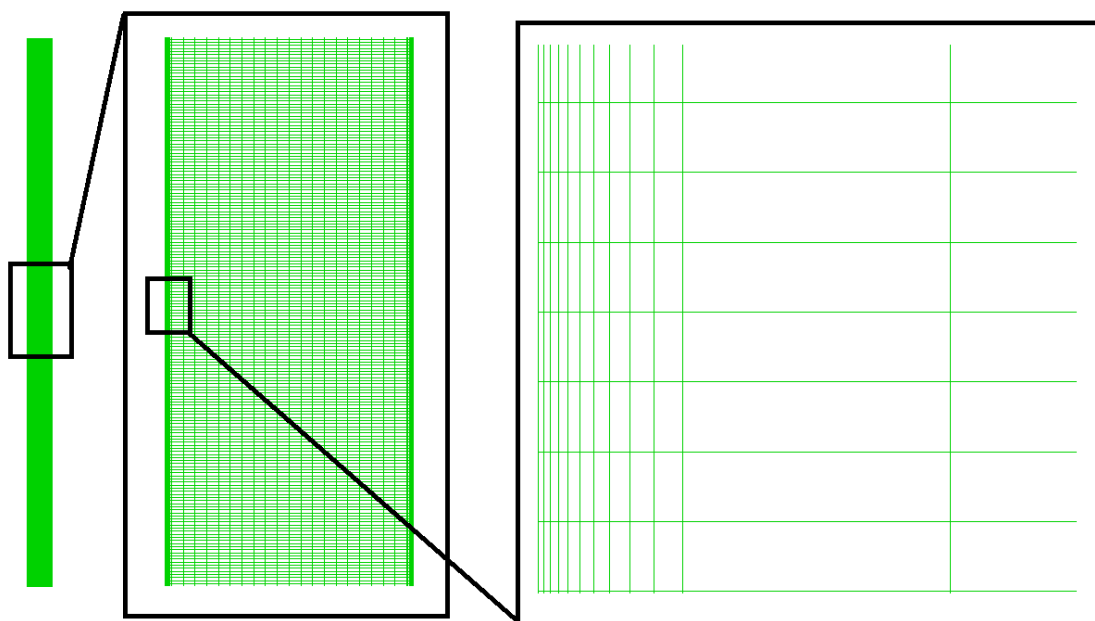
شکل ۴-۱. ساختار ترموسیفون فصل و همکاران [۳۴]

جدول ۱-۴ شرایط مرزی استفاده شده در ترموسیفون فضل را نشان می‌دهد. جدول ۲-۴ توزیع دمای استاتیکی در دیواره ترموسیفون برای توان حرارتی ۱۷۲/۸۷ وات را برای شبکه‌های محاسباتی در نظر گرفته شده نشان می‌دهد. در پیش‌بینی توزیع دما بین شبکه‌های ۸۰۰۰ و ۱۲۰۰۰ سلول محاسباتی تفاوت اندکی دیده می‌شود. پس برای کاهش هزینه‌های محاسباتی از تعداد ۸۰۰۰ سلول استفاده می‌شود (شکل ۲-۴).

جدول ۱-۴. شرایط مرزی استفاده شده در ترموسیفون فضل و همکاران [۳۴]				
تبخیرکننده	آب خنک کننده	چگالنده		
گرما (W)	دما (K)	گرما (W)	دمای متوسط (K)	ضریب انتقال حرارت جابجایی (W / m ² .K)
۱۷۲/۸۷	۳۰۱/۴۵	۱۶۲/۶	۳۱۸/۰۷	۷۰۷/۶

مقادیر نرخ انتقال حرارت به صورت مستقیم از قسمت گزارش جریان، بخش انتقال حرارت در قسمت دیواره برای قسمت تبخیر کننده و چگالنده خوانده می‌شود.

جدول ۲-۴. نتایج استقلال حل از شبکه			
تعداد مش	۴۰۰۰	۸۰۰۰	۱۲۰۰۰
متوسط دمای تبخیرکننده	۳۶۰/۱	۳۶۱/۶	۳۶۱/۱
متوسط دمای چگالنده	۳۲۷/۳	۳۲۴/۸	۳۲۴/۲



شکل ۲-۴. شبکه محاسباتی ترموسیفون با ۸۰۰۰۰ سلول محاسباتی به کار رفته

۲-۲-۴ اعتبار سنجی

همانطور که اشاره گردید برای اعتبار سنجی حل عددی انجام شده از داده‌های تجربی ترموسیفون مرجع [۳۴] استفاده می‌شود. در این ترموسیفون، دما در نقاط مختلفی از دیواره اندازه گرفته شده است. موقعیت مکانی قرارگیری ترموکوپل‌ها بر روی جداره ترموسیفون در شکل ۱-۴ نشان داده شده است. در بخش تبخیرکننده، قسمت آدیاباتیک و چگالنده به ترتیب ۲، ۱ و ۵ مکان برای اندازه‌گیری دما در نظر گرفته شده است. جدول ۳-۴ موقعیت، مقدار دمای اندازه‌گیری شده و مقدار دمای به دست آمده از حل عددی را نشان می‌دهد. از این جدول جهت اعتبار سنجی حل عددی حاضر استفاده می‌شود. خطای نسبی در جدول ۳-۴ محاسبه شده است. بیشترین مقدار خطا $6/9\%$ و کمترین مقدار خطا $1/5\%$ است. با در نظر گرفتن مقدار خطاها در می‌یابیم که حل عددی حاضر به خوبی می‌تواند برای شبیه‌سازی ترموسیفون استفاده شود.

جدول ۴-۳. اعتبارسنجی حل عددی				
قسمت	موقعیت	دمای تجربی [۳۴]	دمای عددی	خطا (%)
تبخیرکننده	T_{e1}	۳۵۴/۷	۳۶۲/۲	۲/۱
تبخیرکننده	T_{e2}	۳۳۷/۴	۳۶۱/۰	۶/۹
آدیاباتیک	T_a	۳۲۷/۴	۳۳۴/۹	۱/۵
چگالنده	T_{c1}	۳۲۰/۵	۳۲۷/۴	۲/۱
چگالنده	T_{c2}	۳۱۸/۸	۳۲۴/۳	۱/۸
چگالنده	T_{c3}	۳۱۷/۹	۳۲۳/۸	۱/۹
چگالنده	T_{c4}	۳۱۷/۰	۳۲۳/۵	۱/۹
چگالنده	T_{c5}	۳۱۵/۹	۳۲۳/۱	۱/۹

۴-۲-۳ عملکرد حرارتی ترموسیفون دو فازی بسته

عملکرد حرارتی یک ترموسیفون دو فازی بسته توسط پارامتر مقاومت حرارتی کل تعیین می‌شود. انتقال حرارت کل در ترموسیفون برابر نسبت اختلاف دمای تبخیرکننده و چگالنده به مقاومت حرارتی است. نرخ انتقال حرارت کلی عبارت است از:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \quad (۴-۱)$$

که R مقاومت حرارتی ترموسیفون است و به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$R = \frac{\bar{T}_{EVA} - \bar{T}_{CON}}{Q_{EVA}} \quad (۴-۲)$$

که $\bar{T}_{EVA}$ و $\bar{T}_{CON}$ به ترتیب دمای متوسط چگالنده و دمای متوسط تبخیرکننده است. Q_{EVA} گرمای داده شده به بخش تبخیرکننده ترموسیفون میباشد. جدول ۴-۴ مقاومت حرارتی محاسبه شده توسط حل عددی را نشان می‌دهد و با داده تجربی موجود مقایسه شده است. مقاومت حرارتی به دست آمده با در نظر گرفتن نتایج سایر محققان تقریباً قابل قبول است. از دلایل اختلاف مقاومت حرارتی عددی نسبت به مقاومت حرارتی تجربی می‌توان به فرض‌های ساده کننده‌ای که در مدلسازی به کار می‌رود و خطای ناشی از حل عددی اشاره

کرد.

جدول ۴-۴. مقایسه مقاومت حرارتی حاصل شده از حل عددی با نتایج آزمایشگاهی موجود			
مقدار گرمای داده شده (W)	مقاومت حرارتی تجربی (K/W) [۳۵]	مقاومت حرارتی عددی محاسبه شده در این مطالعه (K/W)	مقاومت حرارتی عددی [۳۵] (K/W)
۱۷۲.۸۷	۰/۱۳۶	۰/۲۱	۰/۲۹۷

بازده ترموسیفون توسط رابطه زیر حاصل می‌شود:

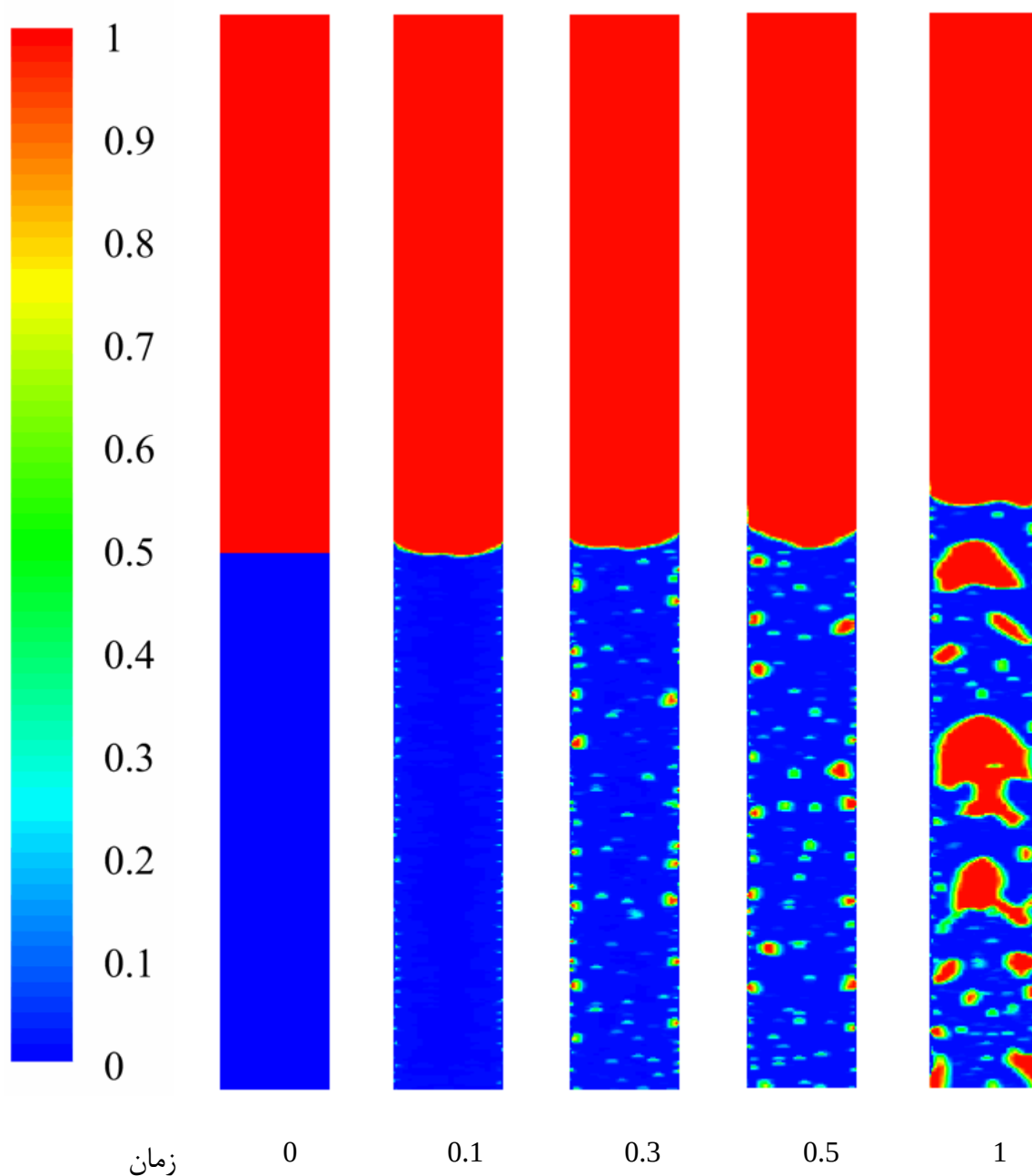
$$\eta = \frac{Q_{CON}}{Q_{EVA}} \times 100 \quad (۴-۳)$$

جدول ۴-۵ راندمان ترموسیفون شبیه‌سازی شده را نشان می‌دهد. این ترموسیفون دارای راندمان ۸۴٪ می‌باشد.

جدول ۴-۵. راندمان حرارتی ترموسیفون		
مقدار گرمای داده تبخیرکننده (W)	مقدار گرمای گرفته شده در چگالنده (W)	راندمان
۱۷۲/۸۷	۱۴۵/۲۰	۸۴٪

۴-۲-۴ بررسی فرآیند جوشش در ترموسیفون

در این قسمت فرآیند جوشش در ترموسیفون شبیه‌سازی شده فضل و همکاران [۳۴] بررسی می‌شود. شکل ۴-۳ کسر حجمی فاز مایع و فاز بخار را نشان می‌دهد. رنگ آبی فاز مایع و رنگ قرمز فاز بخار است. در ترموسیفون دوفازی، حرارت از طریق تغییر فاز منتقل می‌شود. حرارتی که از دیواره تبخیرکننده به سیال درون ترموسیفون منتقل می‌شود باعث تغییر فاز آن می‌شود. استخر مایع در حال جوش در بخش تبخیرکننده به دلیل فشار پایین درون ترموسیفون به راحتی به جوشش می‌آید و این بدین معنا است که حباب‌های ریزی در نزدیکی جداره شکل گرفته که به سمت بالا حرکت خواهد کرد و می‌تواند به حباب‌های دیگر بپیوندد و حباب‌های بزرگتری را ایجاد نمایند.



شکل ۴-۳. کانتور کسر جرمی در تبخیرکننده در ترموسیفون

به عبارت ساده‌تر، انتقال گرما از دیواره بخش تبخیرکننده به مایع منجر به تشکیل حباب‌هایی در استخر مایع در حال جوشش می‌گردد. عامل اصلی مقاومت حرارتی در برابر انتقال حرارت در سیستم ترموسیفون دوفازی بسته، تشکیل همین حباب‌های بخار در استخر مایع در بخش تبخیرکننده می‌باشد. هرچه این حباب‌ها بزرگتر باشند مقاومت حرارتی بیشتری ایجاد می‌شود که مانع انتقال حرارت بین سطح جامد و مایع

می‌گردد [۵۹]. لذا در بخش تبخیر کننده هر چه حباب‌ها کوچکتر باشند، عملکرد کلی ترموسیفون بهتر می‌گردد.

۳-۴ شبیه‌سازی ترموسیفون دو فازي بسته با سیال عامل روغن دما بالا

هدف اصلی این پژوهش شبیه‌سازی ترموسیفونی است که قادر باشد در دماهای بالا (۲۲۰ درجه سانتیگراد) به صورت استاندارد عمل نماید و محدودیت‌های اصلی مورد بحث در ترموسیفون‌ها یعنی حد جوشش و خشک شدن در آن پیش نیاید. کاربرد ترموسیفون مورد نظر در نیروگاه‌ها می‌باشد. به علت نبود نتایج تجربی، ابتدا روند حل عددی در قسمت قبل در ترموسیفون منبع [۳۴] شبیه‌سازی گردید و نتایج آن با نتایج تجربی موجود در ترموسیفون همان منبع مقایسه شد. بعد از اعتبار سنجی در این قسمت، ترموسیفون دو فازه بسته ای شبیه‌سازی می‌شود که از روغن دما بالا به عنوان سیال عامل در آن استفاده می‌شود. دلیل استفاده از روغن دما بالا، عدم تجزیه آن در دماهای مورد اشاره می‌باشد. در این قسمت موارد زیر بررسی می‌شوند:

- مشخصات فیزیکی سیال عامل
 - مشخصات هندسی ترموسیفون
 - استقلال حل از شبکه
 - بررسی فرآیند جوشش در ترموسیفون با نسبت پرشدن ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درصد
 - ارزیابی کامل ترموسیفون در نسبت پرشدن ۳۰
- فرآیند شبیه‌سازی ترموسیفون در حالت ناپایدار فرآیندی بسیار پیچیده و زمان بر حتی با استفاده از کامپیوترهای پرسرعت می‌باشد. به عنوان مثال در این مطالعه ترموسیفون در نسبت پر شدن ۳۰ درصد، به حدوداً ۲۴ روز زمان برای رسیدن به حالت تعادلی آن هم با استفاده از کامپیوترهای پر سرعت نیاز داشته است. گام زمانی برای شبیه‌سازی جریان دوفازی در ترموسیفون در حدود $1/0.000$ ثانیه در نظر گرفته شده است.

۴-۳-۱ مشخصات فیزیکی سیال عامل

همانطور که در قسمت فصول قبل به آن اشاره شد، هدف اصلی این پژوهش استفاده از ترموسیفونی می‌باشد که قابلیت استفاده در نیروگاه‌های بخار و جایگزینی ژانگستروم را داشته باشد. لذا بایستی سیال عامل اولاً در دمای بالا تجزیه نگردد و ثانیاً فرآیند جوشش و چگالش در دماهای بالا اتفاق بیافتد. در این مطالعه از روغن دما بالا به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود. جدول ۴-۶ مشخصات فیزیکی روغن دما بالا مورد استفاده در این شبیه‌سازی را نشان می‌دهد.

جدول ۴-۶. مشخصات فیزیکی سیال عامل

Working fluid	روغن	
k (W/m.k)	Vapor	0.028814
	Liquid	0.0774843
ρ (kg/m ³)	Vapor	0.4617044
	Liquid	537.1713
μ (pa.s)	Vapor	7.944×10^{-6}
	Liquid	0.00018018
σ (N / m)		0.00511917
h_{fg} (J / kg)		2.6489×10^5
M		4.042×10^9

یک روش مناسب برای مقایسه سریع انواع سیال‌های عامل قابل استفاده در لوله های گرمایی، استفاده از عدد مریت می‌باشد، که برای ترموسیفون‌ها به صورت معادله (۴-۴) تعریف می‌شود [۶۰]:

$$M = \left(\frac{h_{fg} \sigma \rho_l}{\mu_l} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4-4)$$

هرچه عدد مریت سیال عامل بزرگتر باشد، عملکرد حرارتی ترموسیفونی که از آن سیال عامل استفاده می‌کند مناسب‌تر است. دمای جوش در این روغن ۲۲۰ درجه سانتیگراد می‌باشد و عدد مریت روغن در این دما $4/042 \times 10^9$ محاسبه می‌گردد.

۲-۳-۴ مشخصات هندسی ترموسیفون دما بالا

جدول ۷-۴ مشخصات هندسی ترموسیفون طراحی شده جهت کارکرد در دمای بالا را نشان می‌دهد. ارتفاع کلی این ترموسیفون ۱/۱ متر در نظر گرفته می‌شود.

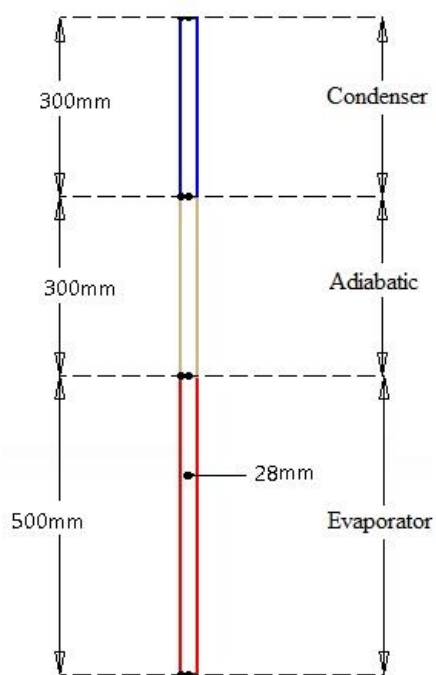
جدول ۷-۴. مشخصات هندسی ترموسیفون دما بالا

۳۰۰	طول چگالنده (mm)
۳۰۰	طول آدیاباتیک (mm)
۵۰۰	طول تبخیرکننده (mm)
۲۸	قطر داخلی لوله (mm)
۰/۰۰۰۶۲	مساحت سطح مقطع (mm^2)
۰/۰۰۰۳۱	حجم تبخیرکننده (mm)

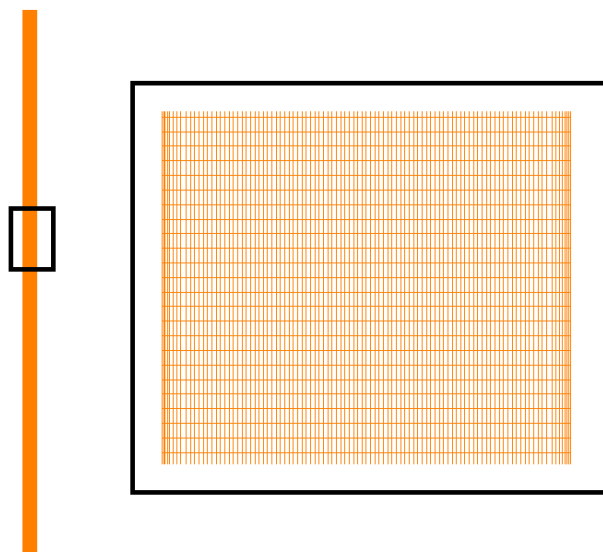
ابعاد ترموسیفون استفاده شده در شبیه‌سازی در شکل ۴-۴ الف نشان داده شده است. لوله ای از جنس مس با قطر داخلی و خارجی به ترتیب ۲۸ و ۳۲ میلیمتر در نظر گرفته شده است. سیستم ترموسیفون شیشه ای متشکل از سه بخش تبخیر کننده، آدیاباتیک و چگالنده می‌باشد. جدول ۸-۴ شرایط مرزی استفاده شده در ترموسیفون دما بالا را نشان می‌دهد.

جدول ۸-۴. شرایط مرزی استفاده شده در ترموسیفون دما بالا

دمای آب خنک کننده چگالنده K	دمای گاز گرم کننده تبخیرکننده K
۲۹۸	۴۹۳



(الف)



(ب)

شکل ۴-۴. ترموسیفون مورد استفاده در این پژوهش (الف) هندسه (ب) شبکه محاسباتی با ۱۱۰۰۰۰ سلول محاسباتی

۴-۳-۲ استقلال حل از شبکه محاسباتی

یکی از مهمترین مسایل در شبیه‌سازی‌های عددی بحث استقلال حل از شبکه محاسباتی است. در این مطالعه ۵۵۰۰۰، ۱۱۰۰۰۰ و ۱۸۰۰۰۰ سلول محاسباتی برای بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی در نظر گرفته شد. با توجه به مدت زمان بالای محاسباتی در ترموسیفون، در این قسمت برای بررسی استقلال حل از شبکه محاسباتی، از توزیع دمای دیواره چگالنده و تبخیرکننده در ثانیه ۲۰ بعد از شروع فرآیند برای بررسی استقلال حل از شبکه استفاده می‌شود. جدول ۴-۹ متوسط دمای تبخیرکننده و چگالنده را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود اختلاف دما بین تعداد مش ۱۱۰۰۰۰ و ۱۸۰۰۰۰ سلول محاسباتی ناچیز است. در این پژوهش، برای کاهش زمان محاسباتی از ۱۱۰۰۰۰ سلول محاسباتی به صورت غیر یکنواخت استفاده می‌شود (شکل ۴-۴ ب). فشردگی شبکه مش در نزدیکی جداره‌ها و فاصله بیشتر آن‌ها در نقاط دور از جداره در این شکل به وضوح مشخص است.

جدول ۴-۹. نتایج استقلال حل از شبکه

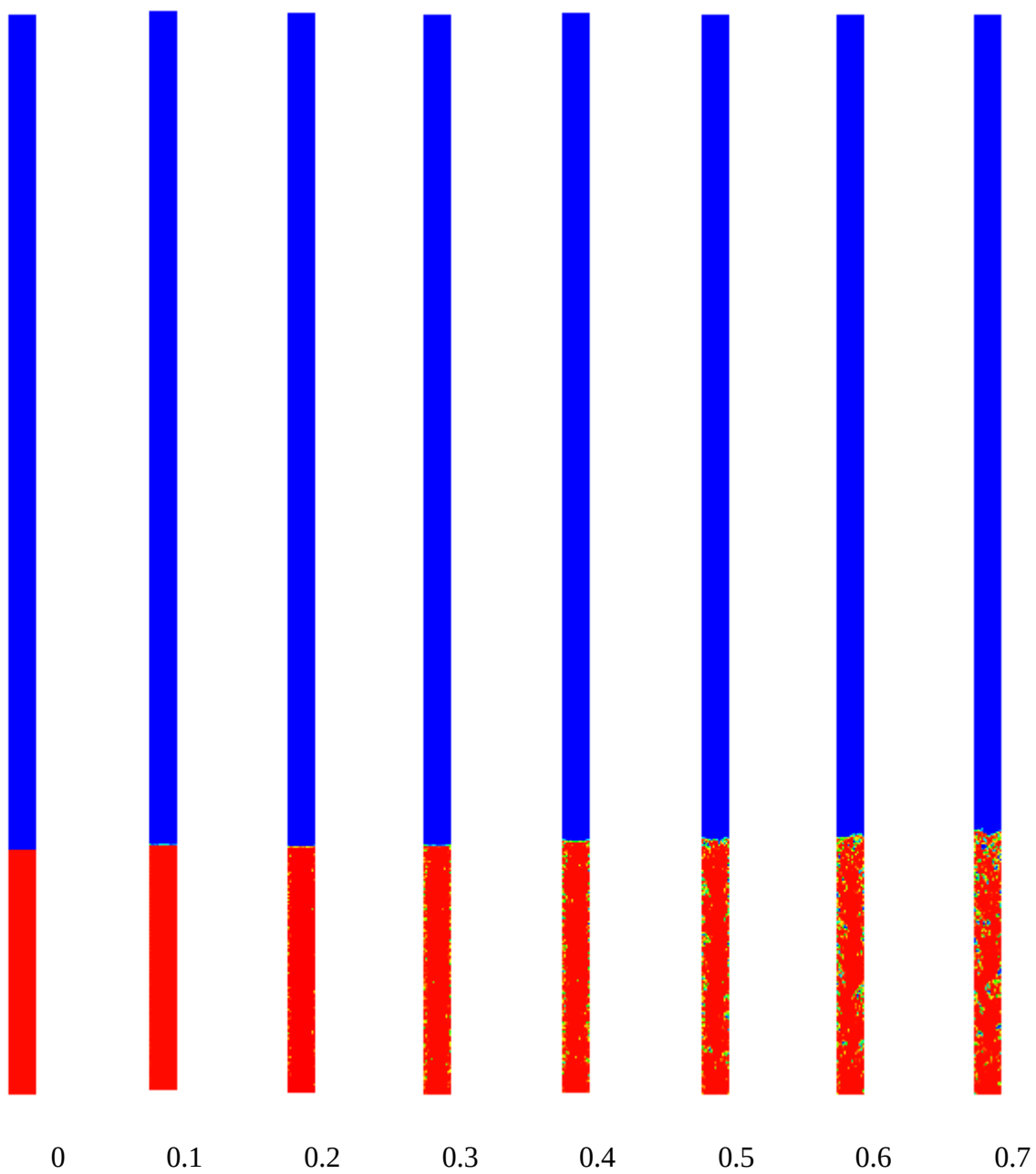
تعداد مش	۵۵۰۰۰	۱۱۰۰۰۰	۱۸۰۰۰۰
متوسط دمای تبخیرکننده	۴۸۹	۴۸۶	۴۸۵
متوسط دمای چگالنده	۳۱۵	۳۲۲	۳۲۳

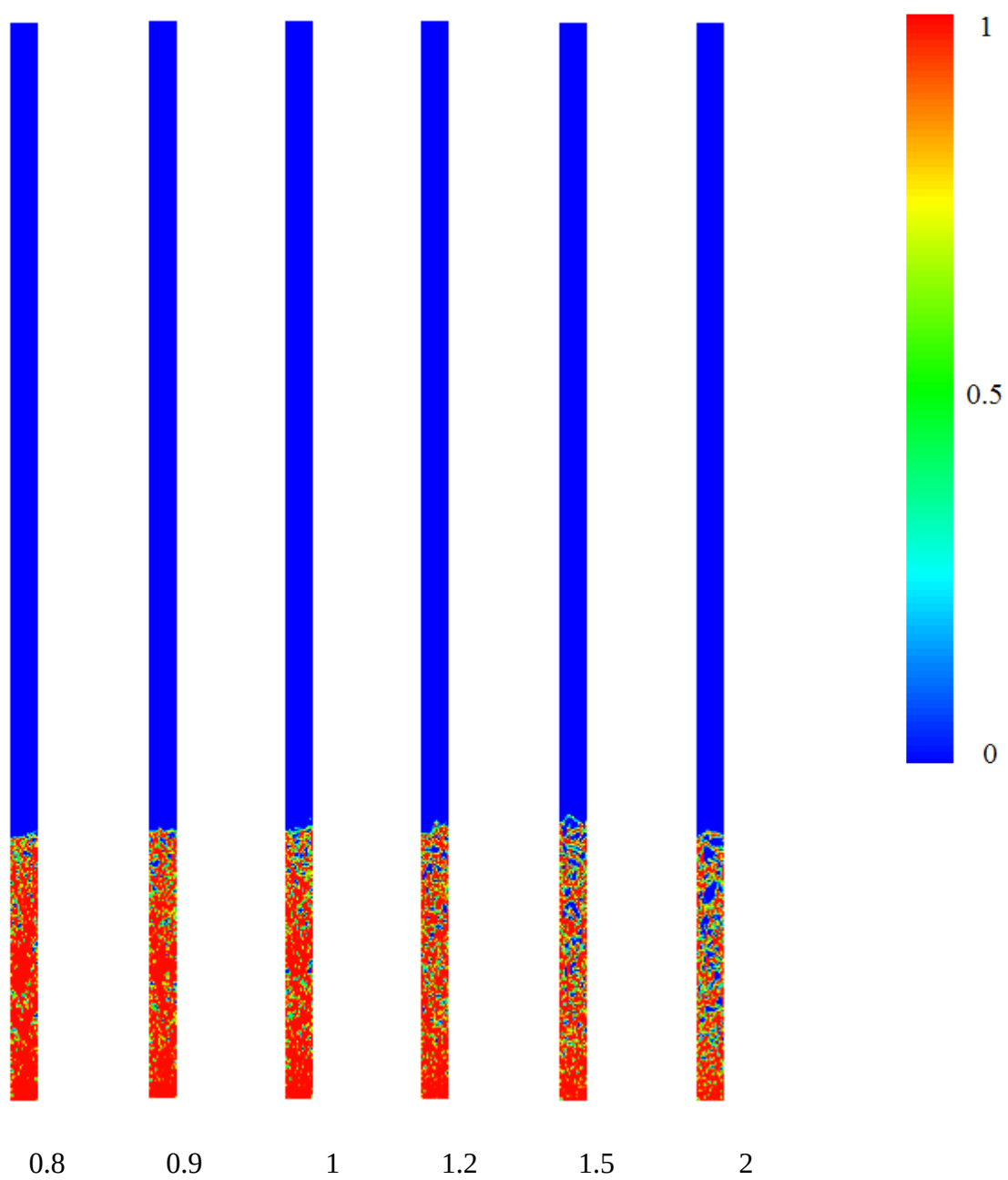
۴-۳-۴ بررسی فرآیند جوشش در ترموسیفون با نسبت‌های پر شدن مختلف

در این قسمت فرآیند جوشش در ترموسیفون دما بالا برای نسبت‌های مختلف پر شدن بررسی می‌شود. شکل ۴-۵، شکل ۴-۶ و شکل ۴-۷ فرآیند جوشش را برای نسبت‌های پر شدن به ترتیب ۵۰، ۷۰ و ۹۰ درصد نشان داده شده است. در نزدیک دیواره تبخیرکننده به علت انتقال گرما به سیال فرآیند جوشش و تغییر فاز آغاز می‌شود. ابتدا حباب‌های کوچکی تشکیل می‌شود و این حباب‌ها به سمت بالا حرکت می‌کنند و گاهی به سایر حباب‌ها می‌پیوندند و حباب‌های بزرگتری ایجاد می‌گردد. با گذشت زمان تعداد حباب‌ها بیشتر و اندازه آن‌ها بزرگتر می‌شود. مشاهده می‌شود با بیشتر شدن نسبت پر شدن حباب‌های بیشتری در فاز مایع دیده

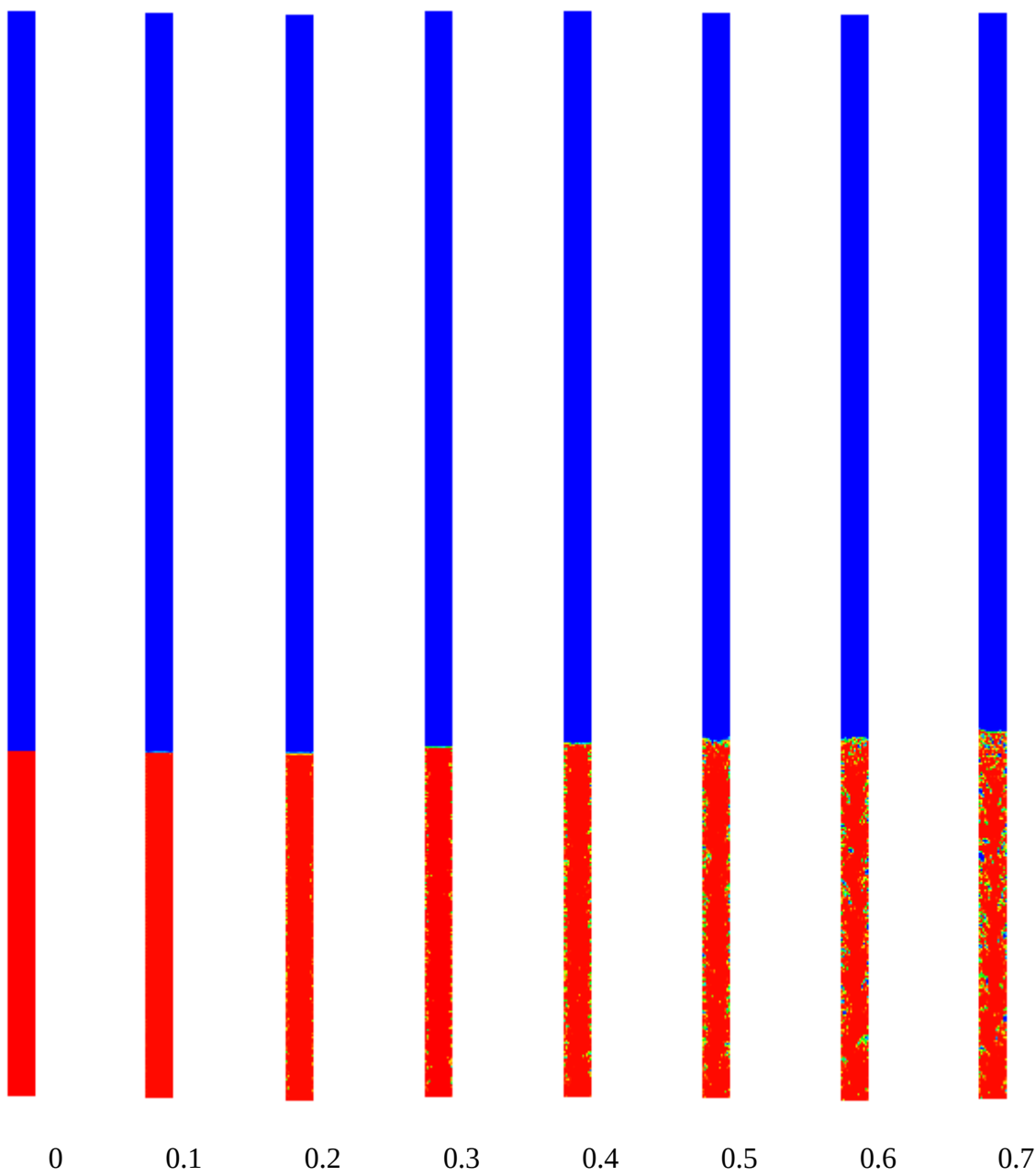
می‌شود که علت آن بیشتر شدن سطح تبخیرکننده با فاز مایع می‌باشد. با مقایسه شکل ۴-۵، شکل ۴-۶ و شکل ۴-۷ مشخص می‌گردد که با افزایش نسبت پر شدن در زمان‌های یکسان، جوشش مایع و فرآیند تشکیل حباب افزایش پیدا می‌کند. علت این است که با افزایش نسبت پر شدن در ترموسیفون، سطح تبخیرکننده با مایع بیشتری در تماس قرار می‌گیرد. از آنجا که ضریب انتقال حرارت جابجایی برای مایع بسیار بزرگتر از بخار است، انتقال حرارت بیشتری از تبخیرکننده به فاز مایع صورت می‌گیرد. در نتیجه انتظار می‌رود که در زمان‌های یکسان با افزایش نسبت پر شدن، مقدار جوشش و شکل‌گیری حباب افزایش بیابد.

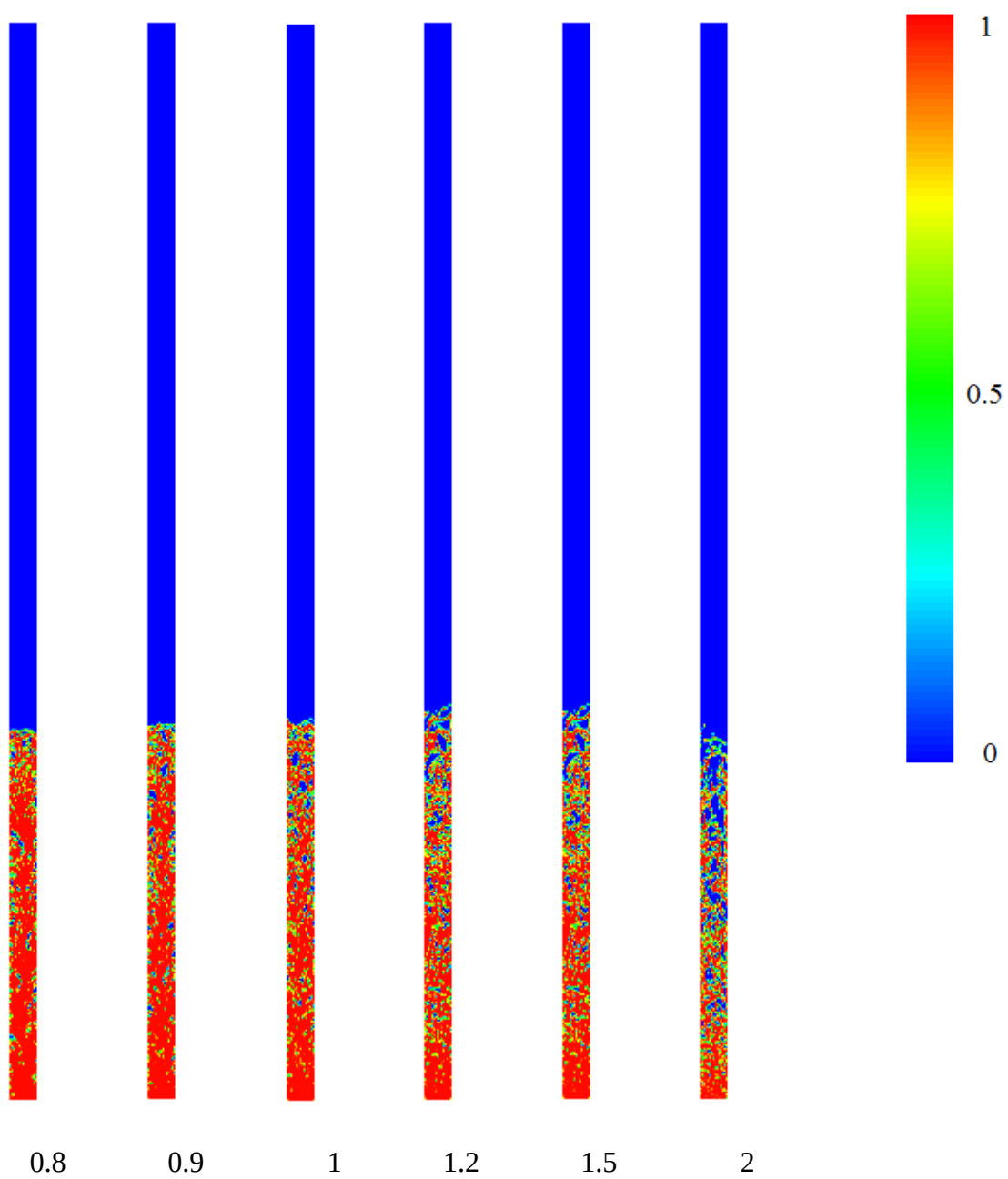
نتایج شبیه‌سازی مطابق شکل ۴-۵، شکل ۴-۶ و شکل ۴-۷ رفتاری را نشان می‌دهد که هم بخار داغ در حال بالا آمدن است و هم جریان مایع چگالیده شده در نزدیکی دیواره لوله داخلی رو به پایین جریان می‌یابد. به طوری که هر دو فاز در نزدیکی دیواره با یکدیگر مواجه می‌شوند. فاز مومنتوم بالا به جریان خود ادامه می‌دهد و فاز دیگر را از دیواره دور می‌کند. این رفتار جریان منجر به جریان بخار و میعان‌ات در یک جریان ناپایدار فضایی به ترتیب رو به بالا و رو به پایین می‌شود.



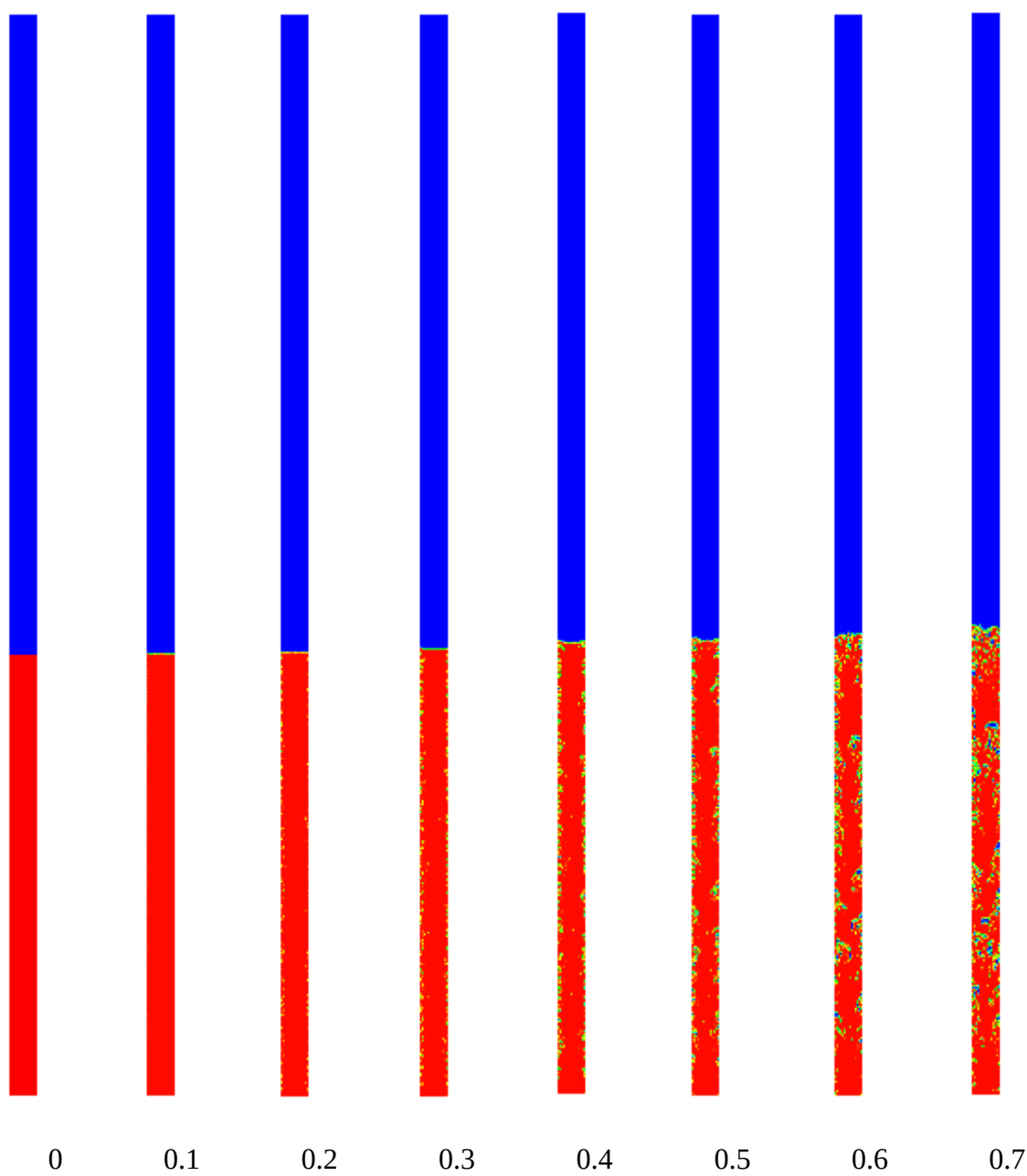


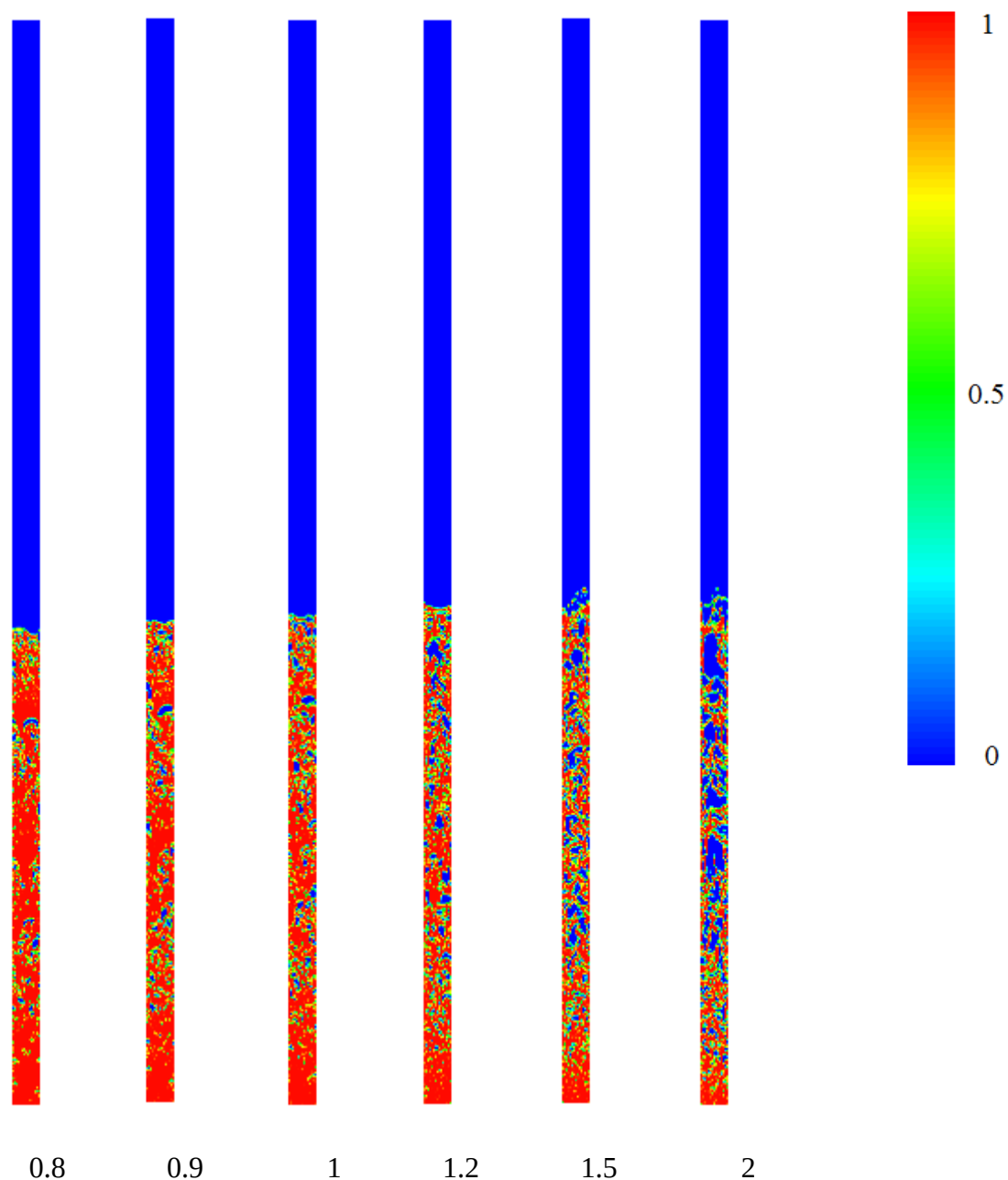
شکل ۴-۵. کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای نسبت پر شدن ۵۰ درصد در زمان‌های مختلف بر حسب ثانیه





شکل ۴-۶. کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای پر شدن ۷۰ درصد در زمان‌های مختلف بر حسب ثانیه

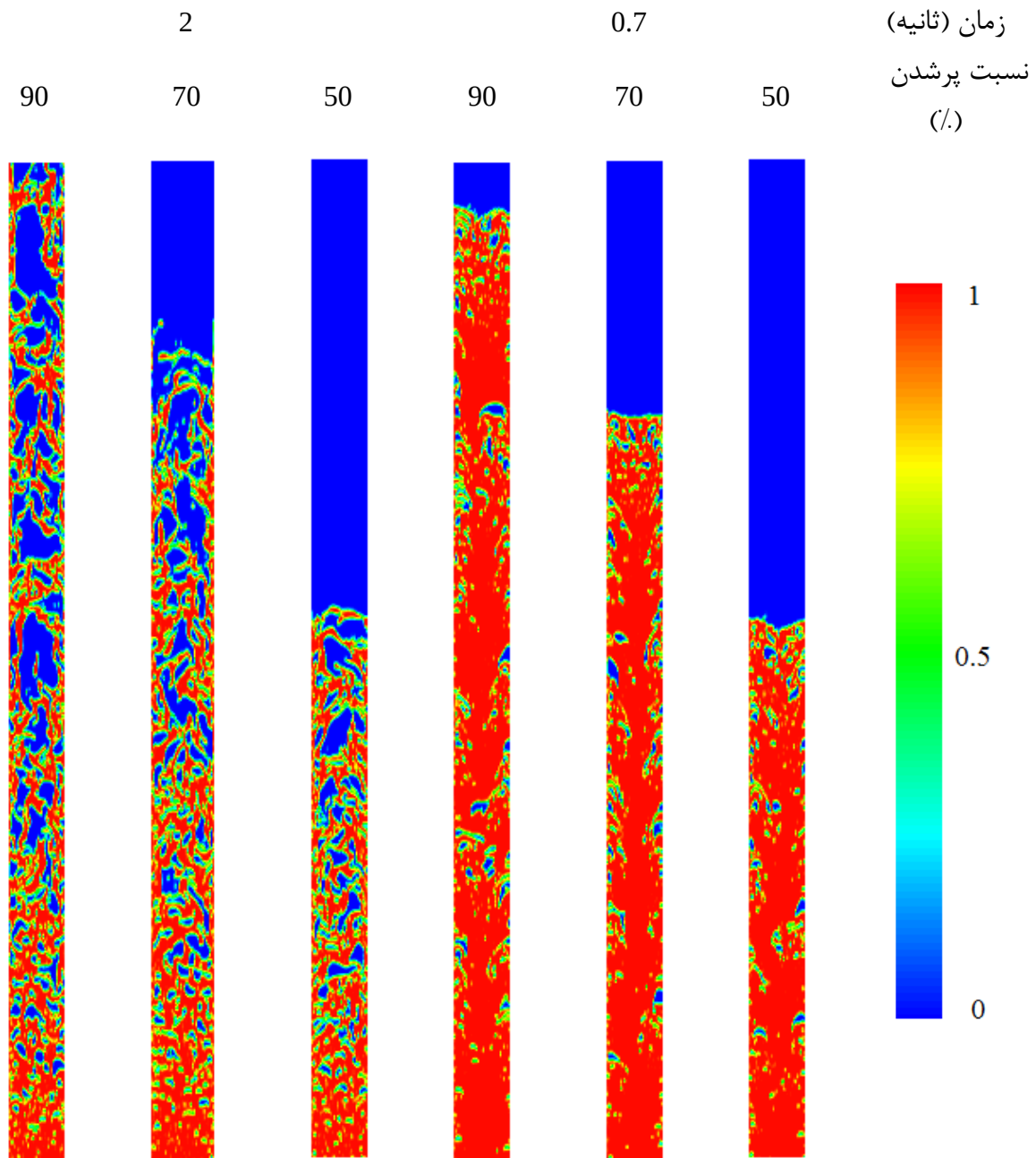




شکل ۴-۷. کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای پر شدن ۹۰ درصد در زمان‌های مختلف بر حسب ثانیه

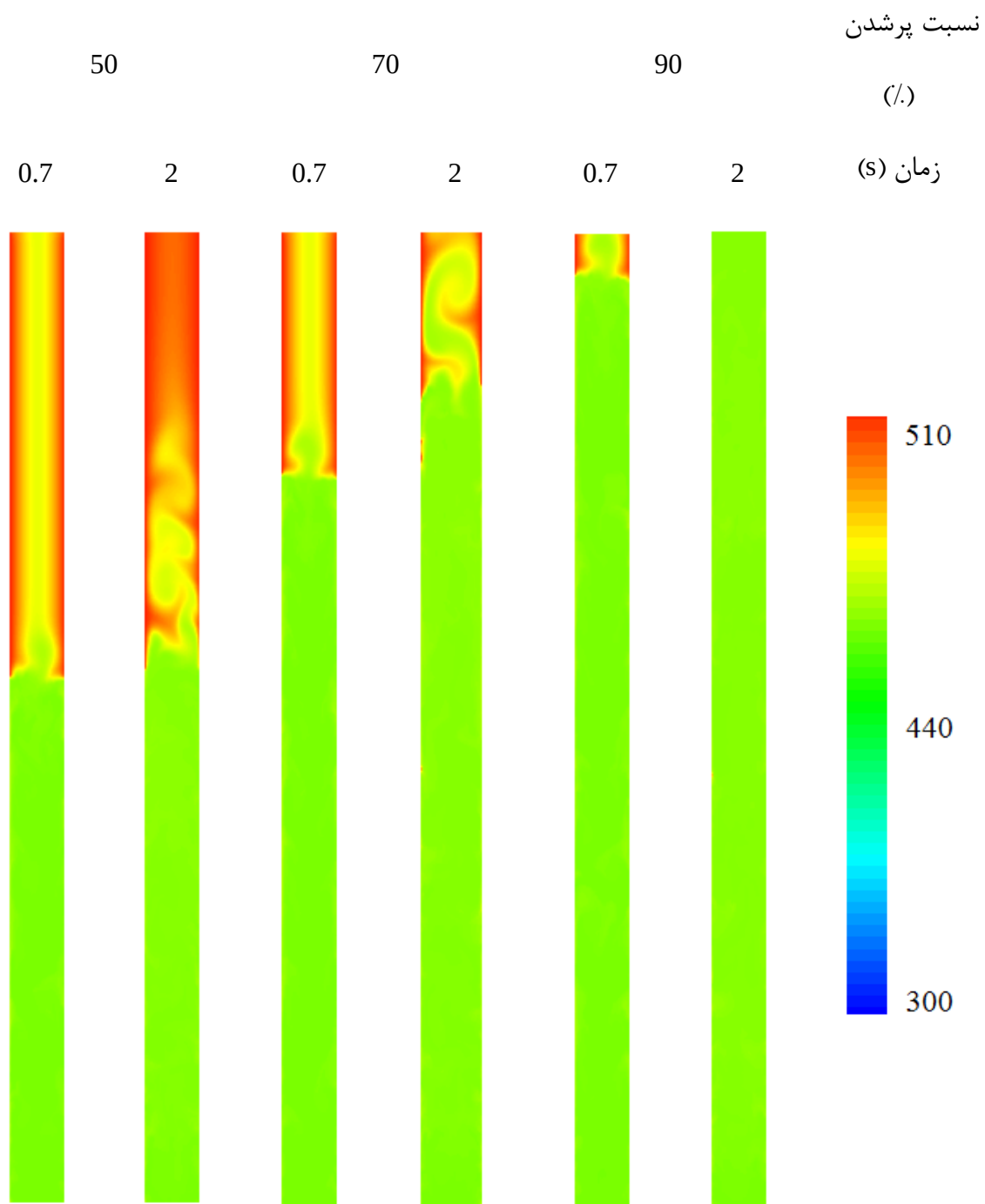
به منظور مقایسه بهتر نحوه شکل‌گیری و رشد حباب‌ها در نسبت‌های مختلف پر شدن، برای دو زمان ۰/۷ و ۲ ثانیه، کانتور کسر جرمی مایع در بخش تبخیر کننده ترموسیفون در شکل ۴-۸ نشان داده شده است. حباب‌های نسبتاً کوچک برای نسبت پر شدن ۵۰ درصد به دلیل نزدیک بودن سطح مایع از محل‌های حباب مشاهده می‌شود. همانطور که دیده می‌شود در نسبت‌های پر شدن بالاتر تعداد حباب‌های بیشتری تشکیل شده

است و در نسبت پر شدن ۵۰ درصد حباب‌های کمتری تولید شده است. به هم پیوستگی حباب‌ها در نسبت پر شدن ۹۰ درصد در نواحی نزدیک به مرز بخش آدیاباتیک سیستم نیز می‌تواند تایید کننده مقاومت حرارتی بیشتر سیستم در نسبت‌های پر شدن بالاتر باشد.



شکل ۴-۸. مقایسه کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای نسبت‌های پر شدن متفاوت در دو زمان ۰/۷ و ۲ ثانیه بعد از شروع فرآیند

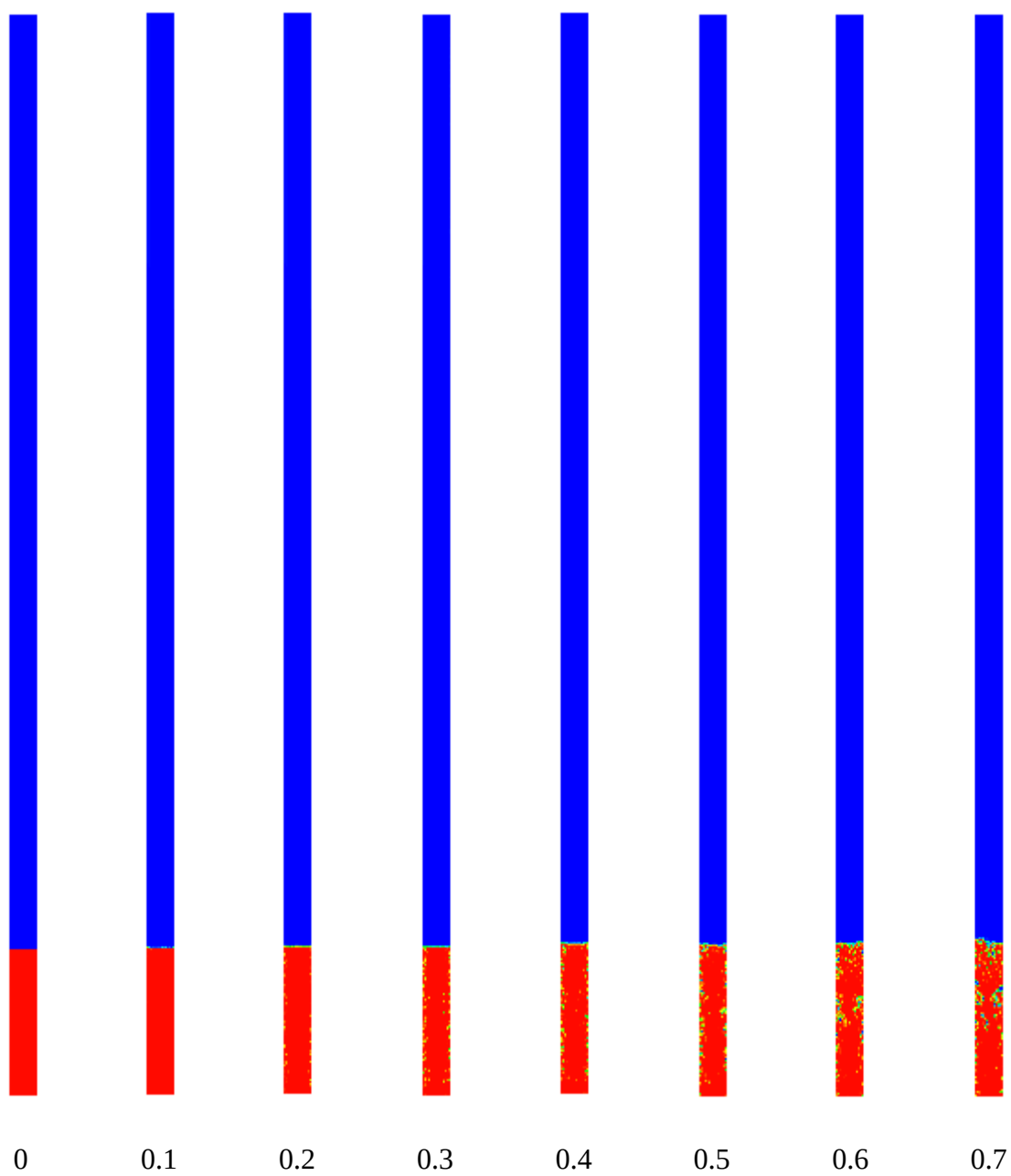
در شکل ۴-۹ توزیع دما را برای هر یک نسبت‌های پر شدن در زمان ۰/۷ و ۲ ثانیه برای بخش پایینی ترموسیفون نشان داده شده است. دمای دیواره تبخیرکننده در جایی که با سیال مایع در تماس است دمای حدود ۴۹۳ کلوین است. در نقاط دور از جداره که با سیال عامل در تماس نیست به علت گرم شدن تبخیرکننده توسط بخار داغ موجود در تبخیر کننده دارای دمای بالاتری نسبت به مایع قرار دارد و دمای بخار با نزدیک شدن به دیواره تبخیر کننده افزایش می‌یابد. با گذر زمان و بخار شدن مایع، بخار ایجاد شده به علت خاصیت شناوری به سمت بالا حرکت می‌کند. در نسبت پر شدن ۵۰ درصد و در ثانیه ۰/۷، حرکت بخار به صورت یک جت از سطح مشترک مایع و بخار به سمت بخش چگالنده مشخص می‌باشد که و تمایز کانتورهای دمایی آن نسبت به نقاط اطرافش نشان داده شده است. با گذر زمان و در ثانیه ۲، حرکت بخار به سمت بخش چگالنده از حالت جت مانند خارج و به صورت نوسانی بخش بیشتری از سطح مقطع لوله را در بر می‌گیرد که نشان می‌دهد بخار حجم بیشتری از فضای بالای مایع را با دمای بالاتر پر کرده است. شایان ذکر است که در استخر مایع در حال جوش در بخش تبخیر کننده منجر به افزایش حجم مایع می‌گردد و لذا سطح مشترک مایع و بخار به سمت بخش چگالنده با گذر زمان پیشرفت می‌کند. در نسبت پر شدن ۷۰ و ۹۰ درصد این پیشرفت در بازه زمانی ۰/۷ تا ۲ نشان داده شده است.

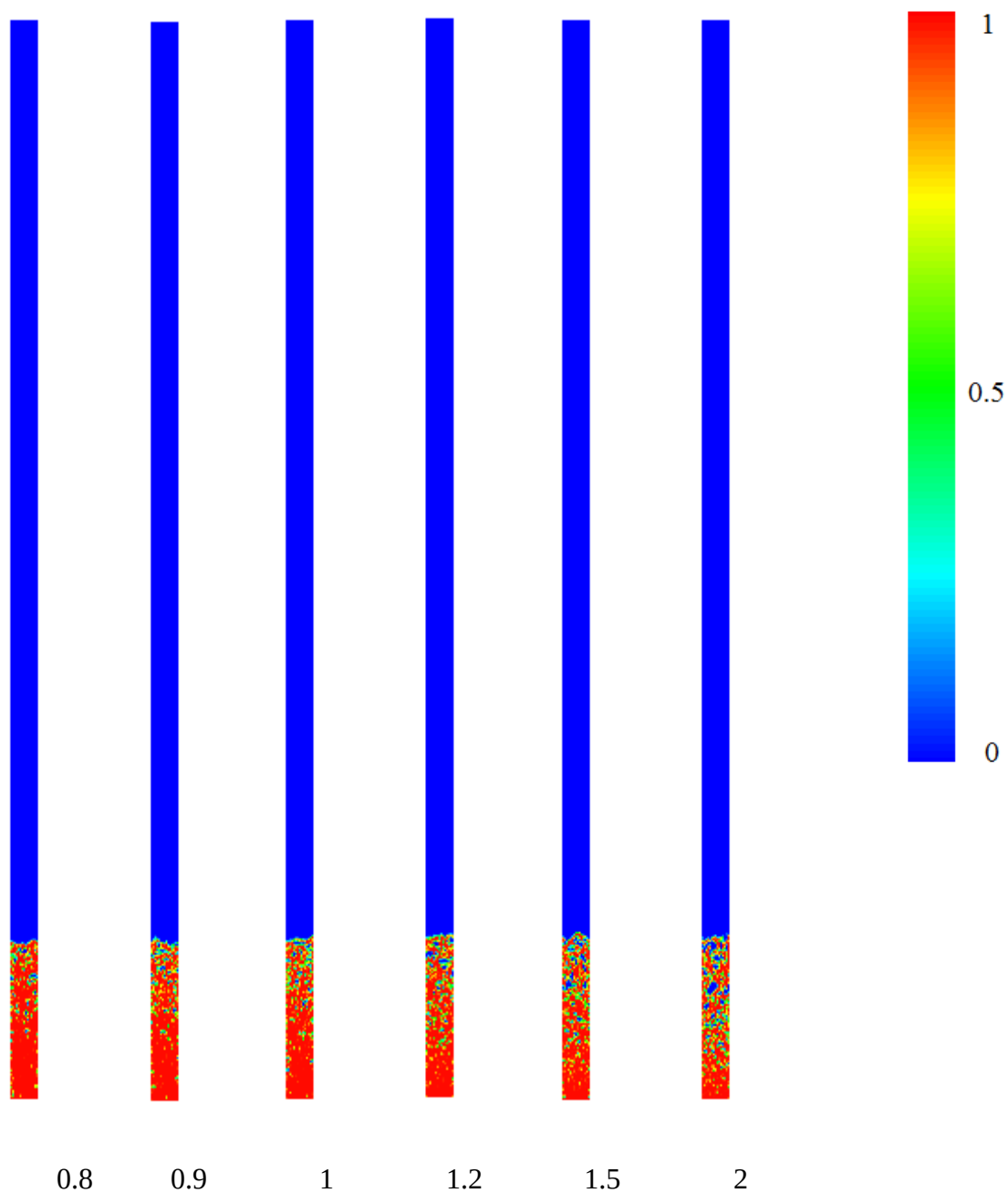


شکل ۴-۹. مقایسه کانتور دما در ترموسیفون برای نسبت‌های پر شدن متفاوت در دو زمان

۴-۳-۵ ارزیابی کلی ترموسیفون در نسبت پرشدن ۳۰ درصد

در این قسمت یک ارزیابی کلی از ترموسیفون با نسبت پرشدن ۳۰ درصد انجام می‌شود. شکل ۴-۱۰ کانتور کسر جرمی مایع را از صفر تا دو ثانیه را نشان می‌دهد. در این شکل فرآیند جوشش و تشکیل حباب دیده می‌شود. رنگ قرمز نشان دهنده فاز مایع و رنگ آبی نشان دهنده فاز بخار است. با گذشت زمان حرارت بیشتری به فاز مایع از طریق دیواره تبخیرکننده منتقل می‌شود و تغییر فاز بیشتری در شکل دیده می‌شود.



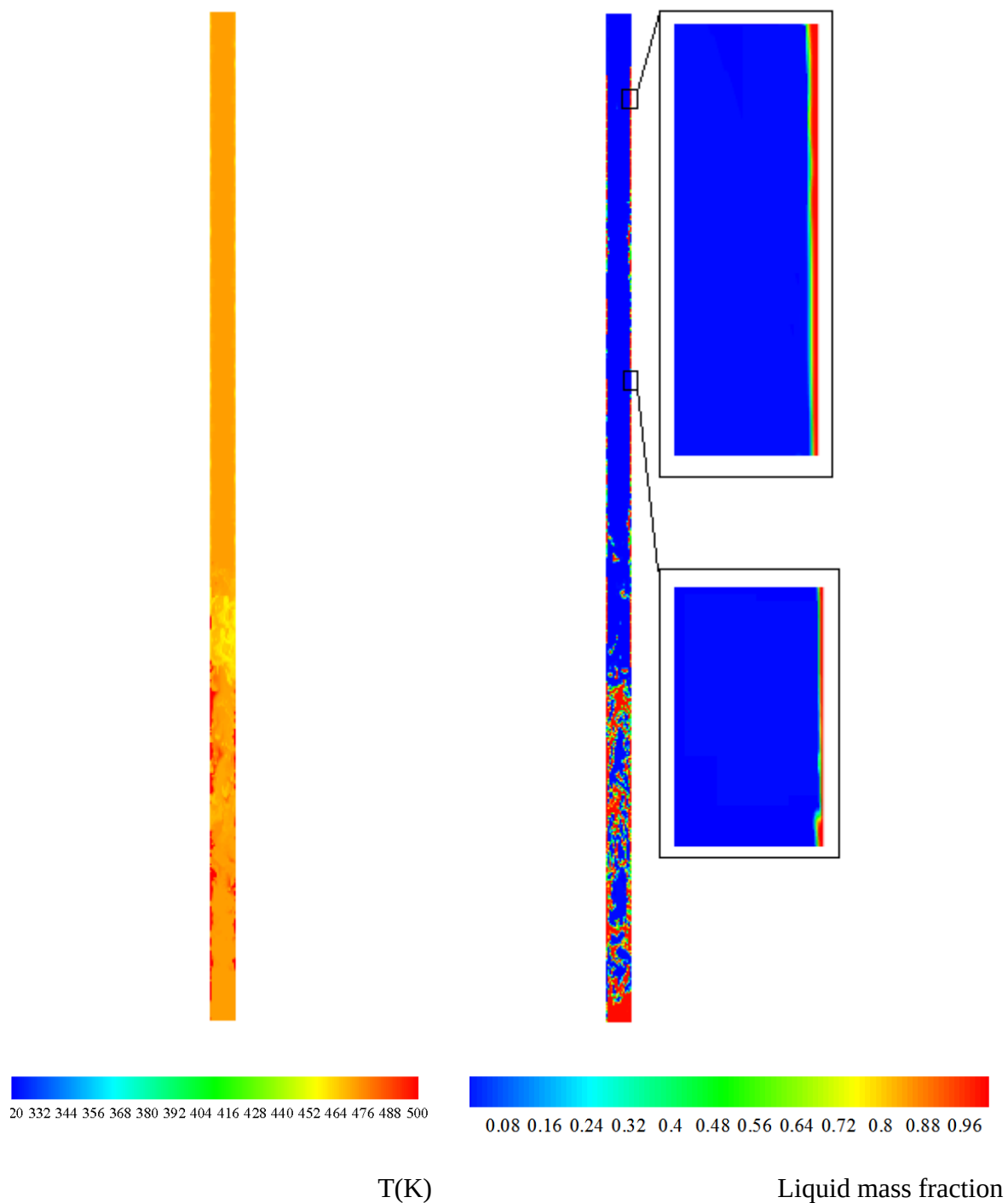


شکل ۴-۱۰. کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای نسبت پرشدن ۳۰ درصد

شکل ۴-۱۱ کانتور کسر جرمی مایع و کانتور توزیع دمای استاتیکی را در حالت پایا نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود در این شکل فرآیند جوشش و چگالش هر دو هم‌زمان در ترموسیفون رخ می‌دهند و تغییرات میانگین دمای جداره ترموسیفون نشان می‌دهد که سیستم بعد از گذشت ۸۴ ثانیه سیستم به حالت پایدار خود رسیده است. فاز بخار بر روی دیواره چگالنده چگالیده می‌شود و فیلمی از فاز مایع در جداره لوله تشکیل می‌شود. به علت وجود نیروی گرانش فاز مایع به سمت پایین حرکت می‌کند. به عبارت دیگر در حالت پایا

تعادلی بین فرآیند تبخیر و چگالش دیده می‌شود. به مقداری که مایع تبخیر می‌شود به همان مقدار بخار چگالیده می‌شود و این سیکل تکرار می‌گردد. در کانتور توزیع دمای استاتیکی، سیال عامل در تبخیرکننده به دمای سیال گرم‌کننده تبخیرکننده نزدیک می‌شود و در چگالنده، سیال عامل به دمای سیال خنک‌کننده چگالنده نزدیک می‌شود. لازم به ذکر است رسیدن به فاز تعادلی در ترموسیفون بسیار زمانبر است و حدوداً یک ماه زمان با استفاده از کامپیوتر بر سرعت لازم است. به علت بالا بودن زمان محاسبات تا کنون مطالعات کمی بر روی ترموسیفون انجام شده است. ضمن اینکه چنین حجم داده‌های خروجی برای ذخیره نیز بسیار بالاست.

راندمان حرارتی از مهمترین موضوعات در بررسی عملکرد ترموسیفون می‌باشد. همانطور که در جدول ۴-۱۰ مقدار راندمان حرارتی محاسبه شده این ترموسیفون را نشان می‌دهد. راندمان این ترموسیفون حدود ۹۶٪ است.

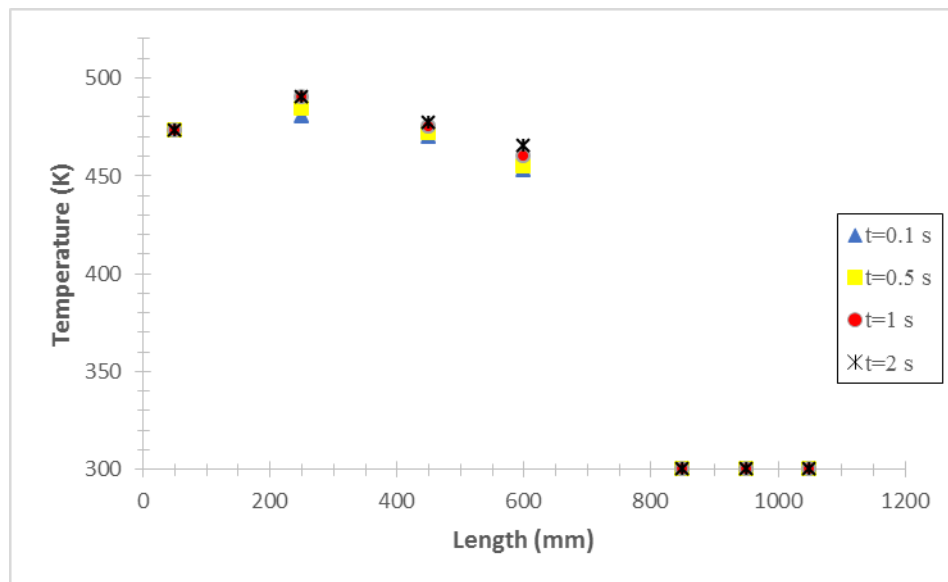


شکل ۴-۱۱. کانتور کسر حجمی مایع در ترموسیفون برای نسبت پر شدن ۳۰ درصد در حالت پایا (۸۴ ثانیه)

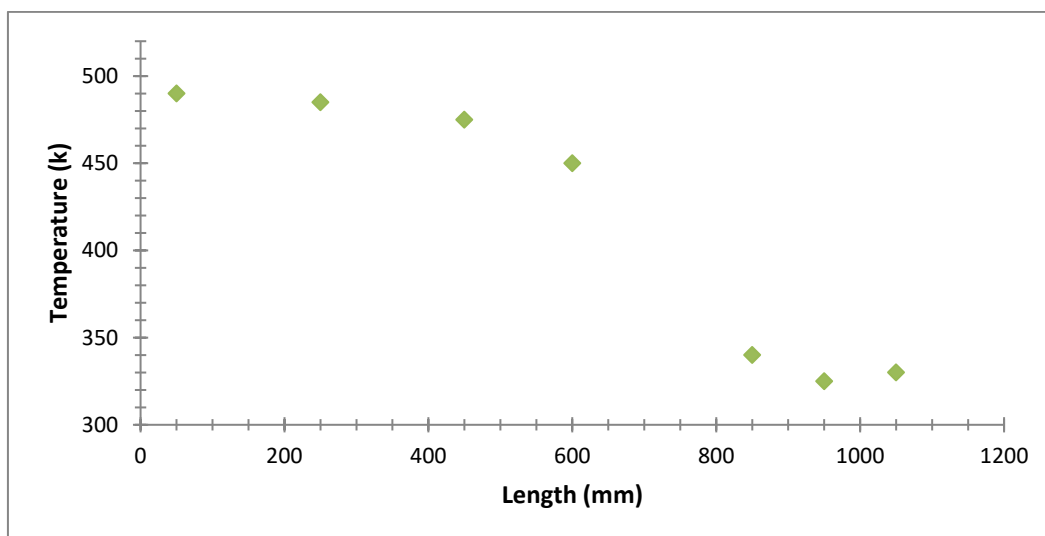
شکل ۴-۱۲ نمودار توزیع دمای جداره را در طول ترموسیفون در زمان‌های ۰/۱، ۰/۵، ۱ و ۲ ثانیه بعد از شروع فرآیند برای نسبت پر شدن ۳۰ درصد را نشان می‌دهد. در بخش تبخیرکننده به دلیل گرمایش دمای بالاتری دارد. تبخیرکننده توسط هوای داغ گرم می‌شود. در بخش چگالنده به دلیل سرمایش دمای پایین‌تری

دارد. چگالنده توسط آب با دمای ۲۹۸ کلوین خنک می‌شود. مشاهده می‌شود دمای ترموسیفون از تبخیرکننده به سمت چگالنده کاهش می‌یابد. مقاومت حرارتی ترموسیفون برای زمان ۰/۵، ۰/۱ و ۲ ثانیه به ترتیب ۰/۵۹، ۰/۵۹، ۰/۵۸ و ۰/۵۸ بدست می‌آید.

شکل ۴-۱۳ دمای نقاط مختلف جداره ترموسیفون را در حالت پایدار برای نسبت پر شدن ۳۰ درصد نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود دما در قسمت آدیاباتیک به دمای اشباع سیال عامل (۲۲۰ درجه سلسیوس) نزدیک می‌شود. در قسمت چگالنده به علت خنک‌کاری توسط آب با دمای ۲۵ درجه سلسیوس، دمای چگالنده کاهش می‌یابد. مقاومت حرارتی سیستم برابر ۰/۵۴ حساب می‌گردد.



شکل ۴-۱۲. دمای جداره بر حسب طول برای زمان‌های مختلف برای نسبت پر شدن ۳۰ درصد



شکل ۴-۱۳. نمودار توزیع دمای جداره بر حسب طول برای حالت پایا برای نسبت پر شدن ۳۰ درصد

جدول ۴-۱۱ راندمان حرارتی و مقاومت حرارتی را برای نسبت‌های مختلف پر شدن نشان می‌دهد. راندمان حرارتی در ۲ ثانیه اول عدد کوچکی است. علت این است که در دو ثانیه اول چگالش فاز بخار در سطح چگالنده اتفاق نمی‌افتد. در میان نسبت‌های ذکر شده، نسبت پر شدن ۵۰ درصد دارای بیشترین راندمان در دو ثانیه اول می‌باشد.

جدول ۴-۱۱. راندمان حرارتی و مقاومت حرارتی ترموسیفون برای نسبت‌های مختلف پر شدن

نسبت پر شدن		۳۰		۵۰		۷۰		۹۰
زمان (S)	مقاومت حرارتی	راندمان به %	مقاومت حرارتی	راندمان به %	مقاومت حرارتی	راندمان به %	مقاومت حرارتی	راندمان به %
۰/۱	۰/۵۹	۰/۱	۰/۵۹	۰/۰۹	۰/۵۹	۰/۰۹	۰/۵۹	۰/۰۸
۰/۵	۰/۵۹	۰/۳	۰/۵۸	۰/۳۲	۰/۵۹	۰/۲۴	۰/۵۹	۰/۲۱
۱	۰/۵۹	۱/۲	۰/۵۸	۱/۳۲	۰/۵۹	۱	۰/۵۹	۰/۶۴
۲	۰/۵۸	۱/۲۱	۰/۵۸	۱/۳۳	۰/۵۹	۱/۰۱	۰/۵۹	۰/۶۵

فصل ۵: نتیجه گیری و پیشنهادات

۵-۱ نتیجه گیری

هدف اصلی این مطالعه شبیه سازی عملکردی یک ترموسیفون در بازه دمایی متوسط و بالا برای کار در نیروگاه بخار با سیال عامل روغن $C_{15}H_{32}$ به منظور جایگزینی چرخ ژانگستروم می باشد. در این ترموسیفون تبخیرکننده توسط گاز خروجی از بویلر نیروگاه در دمای 220°C درجه سلسیوس گرم می شود و چگالنده آن توسط آب در دمای 25°C درجه سلسیوس خنک می شود. پس از ایجاد شبکه محاسباتی در نرم افزار گمبیت، ترموسیفون در نرم افزار فلوئنت با استفاده از مدل VOF شبیه سازی می شود. پس از اعتبارسنجی شبیه سازی صورت گرفته، ترموسیفون دما بالا در نسبت های پر شدن مختلف 30° ، 50° و 70° و 90° درصد برای شبیه سازی استفاده می شود. کانتورهای فرآیند جوشش و تبخیر هر یک از نسبت های پر شدن در قسمت نتایج بیان شده است. کانتور حالت پایا برای نسبت پر شدن 30° درصد نیز نشان داده شده است. حالت تعادلی به حالتی گفته می شود که فرآیند تبخیر و چگالش به یک حالت ثابت رسیده باشند. بعد از رسیدن به حالت پایا، مقدار راندمان این ترموسیفون محاسبه گردید. مهمترین یافته های این پژوهش را می توان به صورت زیر بیان نمود:

- زمان لازم برای رسیدن سیستم به حالت پایدار برای نسبت پر شدن 30° درصد، 84 ثانیه می باشد که معادل 24 روز استفاده از سیستم پر سرعت دانشگاه می باشد.
- روغن مورد استفاده در سیستم ترموسیفون دو فازی بسته برای کاربرد مدنظر به خوبی عمل کرده و راندمان سیستم را تا حدود 96% افزایش می دهد. در این حالت مقاومت حرارتی سیستم $0.54^\circ\text{C}/\text{W}$ کلین بر وات می باشد.
- با مقایسه راندمان حرارتی و مقاومت حرارتی سیستم مورد مطالعه برای نسبت های پر شدن مختلف نسبت پر شدن 50° درصد بهترین عملکرد را از خود نشان می دهد.
- در نسبت پر شدن 90° درصد حباب های بزرگتری در بخش تبخیر کننده شکل می گیرد و لذا مقاومت حرارتی ترموسیفون برای این نسبت پر شدن در مقایسه با سایر نسبت های پر شدن مورد بررسی بیشتر می باشد. به عبارت دیگر سیستم در نسبت پر شدن 90° درصد کمترین راندمان حرارتی را از

خود نشان می‌دهد.

۵-۲ پیشنهادات

موضوع ترموسیفون، موضوعی جذاب در زمینه کاربردهای حرارتی می‌باشد و با توجه به ساختار ساده، عدم نیاز به تعمیر و نگهداری، بدون آلودگی زیست محیطی و سازگاری با محیط زیست می‌تواند مورد استفاده گسترده در صنایع قرار گیرد. اما با توجه به به هزینه بالای محاسباتی در شبیه‌سازی و پیچیدگی بسیار زیاد در شبیه‌سازی، کم‌تر مورد توجه محققان قرار گرفته است و مطالعات بسیار محدودی بر روی آن انجام شده است.

لذا موارد زیر جهت بررسی پیشنهاد می‌گردد:

- بررسی تاثیر نسبت ابعاد ترموسیفون
- بررسی تاثیر مساحت مقطع هر یک از قسمت‌ها
- بررسی افزایش سطح چگالنده با استفاده از پره به منظور بهبود انتقال حرارت در این بخش
- بررسی سایر سیال‌های عامل برای کاربردهای دما بالا
- بررسی زاویه شیب
- بررسی فاصله عرضی و طولی لوله‌ها در یک مجموعه تبادله حرارتی ترموسیفونی

- [1] Mahajan, G., 2020. Development of oscillating heat pipe for waste heat recovery (Doctoral dissertation, Mississippi State University).
- [2] Faghri, A., 2012. Review and advances in heat pipe science and technology. *Journal of heat transfer*, 134(12).
- [3] Abdullahi, B. and Al-dadah, R.K., 2019. Thermosyphon heat pipe technology. In *Recent Advances in Heat Pipes*. Intech Open.
- [4] T. H. Davies and W. D. Morris, *Innd. Eng. Dig.* 26(11/12), 87-91 (1965).
- [5] Sivanagere, S.S., 2002. Experimental study of thermosiphon performance.
- [6] Martin, B.W., 1955. Free convection in an open thermosyphon, with special reference to turbulent flow. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 230(1183), pp.502-530.
- [7] Sadhishkumar, S. and Balusamy, T., 2014. Performance Analysis of a Single-Phase Thermosyphon Solar Water Heating System. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, 8(10), pp.1749-1752.
- [8] Dunn, P.D., Reay, D.A., 1994. "Heat Pipes", 3 ed., Pergamon Press.
- [9] Vijayan, P.K., Nayak, A.K. and Kumar, N., 2019. Single-phase, Two-phase and Supercritical Natural Circulation Systems. Woodhead Publishing.
- [10] Espersen, M.S., Angrisani, M.L., Jensen, D.N. and Kang, S.S., Aavid Thermalloy LLC, 2020. Thermosiphon with bent tube section. U.S. Patent 10,655,920.
- [11] Badache, M., Aidoun, Z., Eslami-Nejad, P. and Blessent, D., 2019. Ground-coupled natural circulating devices (Thermosiphons): A review of modeling, experimental and development studies. *Inventions*, 4(1), p.14.
- [12] A. Faghri, 2015. *Heat Pipe Science and Technology*, Global Digital Press.

- [13] D.R. Reay, McGlen, P. Kew, 2014. Heat Pipes: Theory, Design and Applications, Butterworth-Heinemann.
- [14] Peterson, G. P. (1994). An introduction to heat pipes. Modeling, testing, and applications. Wiley Series in Thermal Management of Microelectronic and Electronic Systems.
- [15] Patil Aniket, D. and Yarasu Ravindra, B., 2012. Factors affecting the thermal performance of two phase closed thermosyphon: a review. *Int. J. of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2(9), pp.202-206.
- [16] Sabharwal, P., 2009. Engineering Design Elements of a Two-Phase Thermosyphon to Transfer NNGP Nuclear Thermal Energy to a Hydrogen Plant (No. INL/EXT-09-15383). Idaho National Laboratory (INL).
- [17] Kahani, M.; Noie, S. H.; Zeinali, Heris S, 2010. The Comparison of Thermal Performance on A Two-Phase Closed Thermosyphon Using Metal Oxide Nanofluids.
- [18] SAR, M.E.M., NOUEI, S. and KHOSHNOUDI, M., 2008. Effect of aspect ratio and filling ratio on thermal performance of an inclined two-phase closed thermosyphon.
- [19] Karthikeyan, M., Vaidyanathan, S. and Sivaraman, B., 2010. Thermal performance of a two Phase closed thermosyphon using aqueous solution. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 2(5), pp.913-918.
- [20] Abou-Ziyan, H.Z., Helali, A., Fatouh, M. and El-Nasr, M.A., 2001. Performance of stationary and vibrated thermosyphon working with water and R134a. *Applied thermal engineering*, 21(8), pp.813-830.
- [21] Ong, K.S. and Haider-E-Alahi, M., 2003. Performance of a R-134a-filled thermosyphon. *Applied thermal engineering*, 23(18), pp.2373-2381.
- [22] WU, Yafeng, et al., 2019. Effect of the Inclination Angle on the Steady-State Heat Transfer Performance of a Thermosyphon. *Applied Sciences*, 9.16: 3324.
- [23] Jouhara, H. and Robinson, A.J., 2010. Experimental investigation of small diameter two-phase closed thermosyphons charged with water, FC-84, FC-77 and FC-3283. *Applied thermal engineering*, 30(2-3), pp.201-211.

- [24] Khandekar, S., Joshi, Y.M. and Mehta, B., 2008. Thermal performance of closed two-phase thermosyphon using nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 47(6), pp.659-667.
- [25] Huminic, G., Huminic, A., Morjan, I. and Dumitrache, F., 2011. Experimental study of the thermal performance of thermosyphon heat pipe using iron oxide nanoparticles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(1-3), pp.656-661.
- [26] VIEIRA DA CUNHA, André Felipe; MANTELLI, Marcia BH., 2009. Analytical and experimental analysis of a high temperature mercury thermosyphon. *Journal of heat transfer* 131.9.
- [27] GEDIK, Engin., 2016. Experimental investigation of the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon at different operating conditions. *Energy and Buildings*, 127: 1096-1107.
- [28] A. Kate and R. Kulkarni, , 2010. Effect of Pipe Cross Section Geometries and Inclination Angle on Heat Transfer Characteristics of Wickless Heat Pipe, *International Journal of Engineering Research and Technology*, 3(3), pp. 699—710.
- [29] XIA, Guodong, et al., 2017. Visualization study on the instabilities of phase-change heat transfer in a flat two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 116: 392-405.
- [30] Gamboa, D. and Herrera, B., 2020. Influence of Turbulence, Density, Phase Change, and Phase Interfaces Models on the Performance of the Numerical Simulation of a Two-Phase Closed Thermosyphon. *TecnoLógicas*, 23(49), pp.35-52.
- [31] WANG, Huiyu; WALTERS, D. Keith; WALTERS, Keisha B., 2019. The Effect of Model Parameters on CFD Simulation of a Thermosyphon. In: *ASME-JSME-KSME 2019 8th Joint Fluids Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
- [32] WANG, Xiaoyuan; ZHU, Yuezhao; WANG, Yinfeng., 2019. Development of pressure-based phase change model for CFD modelling of heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 145: 118763.

- [33] ALIZADEHDAKHEL, Asghar; RAHIMI, Masoud; ALSAIRAFI, Ammar Abdulaziz., 2010. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37.3: 312-318.
- [34] FADHL, Bandar; WROBEL, Luiz C.; JOUHARA, Hussam., 2013. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 60.1-2: 122-131.
- [35] Fadhl, B., Wrobel, L.C. and Jouhara, H., 2015. CFD modelling of a two-phase closed thermosyphon charged with R134a and R404a. *Applied Thermal Engineering*, 78, pp.482-490.
- [36] ASMAIE, L., et al. Thermal performance analysis of nanofluids in a thermosyphon heat pipe using CFD modeling. *Heat and Mass Transfer*, 2013, 49.5: 667-678.
- [37] TEMIMY, Alaa AB; ABDULRASOOL, Adnan A., 2019. CFD Modelling for flow and heat transfer in a closed Thermosyphon charged with water—A new observation for the two-phase interaction. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing p. 032053.
- [38] JOUHARA, Hussam; FADHL, Bandar; WROBEL, Luiz C., 2016. Three-dimensional CFD simulation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41.37: 16463-16476.
- [39] KHAZAEI, Iman; HOSSEINI, R.; NOIE, S. H., 2010. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 30.5: 406-412.
- [40] LIN, T. F., et al., 1995. Experimental investigation of geyser boiling in an annular two-phase closed thermosyphon. *International journal of heat and mass transfer*, 38.2: 295-307.
- [41] Alammar, A.A., Al-Dadah, R.K. and Mahmoud, S.M., 2018. Effect of inclination angle and fill ratio on geyser boiling phenomena in a two-phase closed thermosiphon—Experimental investigation. *Energy conversion and management*, 156, pp.150-166.
- [42] Wang, X., Wang, Y., Chen, H. and Zhu, Y., 2018. A combined CFD/visualization investigation of heat transfer behaviors during geyser boiling in two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 121, pp.703-714.

- [43] Alammam, A.A., Al-Dadah, R.K. and Mahmoud, S.M., 2016. Numerical investigation of effect of fill ratio and inclination angle on a thermosiphon heat pipe thermal performance. *Applied Thermal Engineering*, 108, pp.1055-1065.
- [44] Ahmed, I.S. and Al Jubori, A.M., 2021. Assessment of heat transfer and flow characteristics of a two-phase closed thermosiphon. *Heat Transfer*, 50(2), pp.1351-1370.
- [45] ZHAO, Zhongchao, et al., 2018. Numerical Study on the Transient Thermal Performance of a Two-Phase Closed Thermosyphon. *Energies*, 11.6: 1433.
- [46] CHAUDHARI, Nikhil E.; VIJRA, Nishtha; SINGH, T. P., 2013. Computational fluid dynamics analysis of two-phase thermosyphon. *International journal of Engineering and Technology (IJET)*, 5.5: 3794-3800.
- [47] HUMINIC, Gabriela; HUMINIC, Angel., 2013. Numerical study on heat transfer characteristics of thermosyphon heat pipes using nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 76: 393-399.
- [48] RIZKY, Romy; PUTRA, Nandy; IRWANSYAH, Ridho., 2020. CFD simulation of dry out behavior in two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Advanced Science and Technology*, 29.7 Special Issue: 3394-3401.
- [49] ANJANKAR, P. G.; YARASU, R. B., 2012. Experimental analysis of condenser length effect on the performance of thermosyphon. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2.3: 494-499.
- [50] WONGTOM, Sompon; KIATSIRIROAT, Tanongkiat., 2009. Effect of inclined heat transfer rate on thermosyphon heat pipe under sound wave. *Asian Journal on Energy and Environment*, 10.04: 214-220.
- [51] MIRSHAHI, H.; RAHIMI, MASOUD., 2009. Experimental study on the effect of heat loads, fill ratio and extra volume on performance of a partial-vacuumed thermosyphon. [36]
- [52] RAHIMI, Masoud; ASGARY, Kayvan; JESRI, Simin., 2010. Thermal characteristics of a resurfaced condenser and evaporator closed two-phase thermosyphon. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37.6: 703-710.
- [53] CHEN, Shaojie; YANG, Jun., 2016. Loop thermosyphon performance study for solar cells cooling. *Energy Conversion and Management*, 121: 297-304.

- [54] Pingale, A.D., Patil, C.M. and Marathe, P.B., 2017. Experimental investigation of thermosyphon for different parameters. IOSR J. Mech. Civ. Eng, 14(01), pp.76-85.
- [55] Bouhal, T., Agrouaz, Y., Kousksou, T., El Rhafiki, T. and Zeraouli, Y., 2018. Performance optimization of a two-phase closed thermosyphon through CFD numerical simulations. Applied Thermal Engineering, 128, pp.551-563.
- [56] Xu, Z., Zhang, Y., Li, B., Wang, C.C. and Li, Y., 2018. The influences of the inclination angle and evaporator wettability on the heat performance of a thermosyphon by simulation and experiment. International Journal of Heat and Mass Transfer, 116, pp.675-684.
- [57] WANG, Xiaoyuan, et al., 2020. CFD simulation of dynamic heat transfer behaviors in super-long thermosyphons for shallow geothermal application. Applied Thermal Engineering, 174: 115295.
- [58] Aung, N.Z. and Li, S., 2013. Numerical investigation on effect of riser diameter and inclination on system parameters in a two-phase closed loop thermosyphon solar water heater. Energy conversion and management, 75, pp.25-35.
- [59] MANIKANTA, K.; KUMARI, A. Swarna., 2018. CFD Analysis on Internally Finned Two Phase Closed Thermosyphon Using Nanofluids. i-Manager's Journal on Mechanical Engineering, 9.1: 22.
- [60] NAIR, RohitS; BALAJI, C., 2016. Synergistic analysis of heat transfer characteristics of an internally finned two phase closed thermosyphon. Applied Thermal Engineering, 101: 720-729.
- [61] NARESH, Y.; BALAJI, C., 2018. Thermal performance of an internally finned two phase closed thermosyphon with refrigerant R134a: A combined experimental and numerical study. International Journal of Thermal Sciences, 126: 281-293.
- [62] PENG, Hao; LING, Xiang; LI, Juan., 2012. Numerical simulation and experimental verification on thermal performance of a novel fin-plate thermosyphon. Applied thermal engineering, 40: 181-188.
- [63] RAMEZANIZADEH, Mahdi, et al., 2019. Experimental and numerical analysis of a nanofluidic thermosyphon heat exchanger. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 13.1: 40-47.

- [64] Qasim, M.S., Freegah, B. and Ali, G.S., 2020, September. Numerical Analysis of the Thermal Performance in Traditional and Developed Shapes of Thermosyphon. In IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (Vol. 916, No. 1, p. 012090). IOP Publishing.
- [65] Freegah, B., Asim, T. and Mishra, R., 2013. Computational Fluid Dynamics based Analysis of a Closed Thermo-Siphon Hot Water Solar System.
- [66] Raja Balayanan, S.R., Velmurugan, V., Sudhakaran, R. and Shenbaga Vinayaga Moorthi, N., 2011. Optimization of Thermal Performance of Water to Air Thermosyphon Solar Heat Pipe Heat Exchanger Using Response Surface Methodology. *European Journal of Scientific Research*, 59, pp.451-459.
- [67] Zhang, M., Liu, Z., Ma, G. and Cheng, S., 2009. Numerical simulation and experimental verification of a flat two-phase thermosyphon. *Energy Conversion and management*, 50(4), pp.1095-1100.
- [68] Joudi, K.A. and Al-Tabbakh, A.A., 1999. Computer simulation of a two phase thermosyphon solar domestic hot water heating system. *Energy conversion and management*, 40(7), pp.775-793.
- [69] SALEHI, Hadi, et al., 2013. Effects of a nanofluid and magnetic field on the thermal efficiency of a two-phase closed thermosyphon. *Heat Transfer—Asian Research*, 42.7: 630-650.
- [70] ZIAPOUR, Behrooz Mirzaei; SHAKER Hadi, 2010. Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon using different working fluids. *Heat and mass transfer*, 46.3: 307-314.
- [71] EIDAN, Adel A.; NAJIM, Saleh E.; JALIL, Jalal M., 2016. Experimental and numerical investigation of thermosyphone performance in HVAC system applications. *Heat and Mass Transfer*, 52.12: 2879-2893.
- [72] Kafeel, K. and Turan, A., 2014. Simulation of the response of a thermosyphon under pulsed heat input conditions. *International journal of thermal sciences*, 80, pp.33-40.
- [73] EMAMZADEH, Mohammad., 2012. Modelling of annular two-phase flow in horizontal and vertical pipes including the transition from the stratified flow regime.

- [74] Badie, S., Hale, C.P., Lawrence, C.J. and Hewitt, G.F., 2000. Pressure gradient and holdup in horizontal two-phase gas–liquid flows with low liquid loading. *International Journal of Multiphase Flow*, 26(9), pp.1525-1543.
- [75] Mandhane, J.M., Gregory, G.A. and Aziz, K., 1974. A flow pattern map for gas—liquid flow in horizontal pipes. *International Journal of Multiphase Flow*, 1(4), pp.537-553.
- [76] شکری؛ وحید؛ اسماعیلی. مقایسه مدل های دو سیالی یک بعدی در پیش بینی متغیر های جریان های دو فازی گاز-مایع در لوله عمودی و تعیین مدل مناسب. نشریه پژوهشی مهندسی مکانیک ایران, ۲۰۰۴: ۲۶-۵۳.
- [77] BERGMAN, Theodore L., et al., 2011. *Introduction to heat transfer*. John Wiley & Sons.
- [78] Moukalled, F., Mangani, L. and Darwish, M., 2016. The finite volume method in computational fluid dynamics (Vol. 113, pp. 10-1007). Berlin, Germany: Springer.
- [79] Fluent 6.0 user guide.
- [80] De Schepper, S.C., Heynderickx, G.J. and Marin, G.B., 2009. Modeling the evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection section of a steam cracker. *Computers & Chemical Engineering*, 33(1), pp.122-132.
- [81] Anderson, J.D. and Wendt, J., 1995. *Computational fluid dynamics* (Vol. 206, p. 332). New York: McGraw-Hill.
- [82] ANSYS I. ANSYS FLUENT theory guide (Release 13.0). Multiphase Flows. 2010.

Abstract

In the last century, energy has become particularly important due to the scarcity of energy resources and also the high amount of waste. Optimal use of energy and minimizing its waste rate has become one of the greatest goals of researchers and has provided the basis for the construction and production of equipment to achieve this goal. A heat pipe is a two-phase heat transfer device with a very high heat transfer rate that operates based on the evaporation and density of circulating trapped fluid in a closed double-ended pipe. The main purpose of this study is to investigate a heat pipe without wick or so-called two-phase thermosyphon closed medium or high temperature that can be used in steam power plants. Due to the fact that there is no information about high temperature thermosyphons that can be used in the desired temperature range in power plants (100-350 ° C). After creating a computational network in Gambit software, the thermosyphon is simulated in Fluent software using the VOF model. In this study, first the thermosyphon studied by Fadhl is studied and its results are used to validate and check the accuracy of numerical simulations. The high temperature thermosyphon is then simulated with an oil fluid. The contours of the boiling and evaporation process of each of the filling ratios are given in the results section. The steady state contour for the 30% filling ratio is also shown. This contour is obtained 84 seconds after the start of the process. After reaching the steady state, the efficiency of this thermosyphon was calculated. The oil used in the closed two-light thermosyphon system works well for the intended application and increases the efficiency of the system by about 96%. In this research, how to build a high temperature heating pipe system with mercury operating fluid is described and the CFD simulation of the constructed heating pipe is discussed. Factors affecting the heat transfer of the heating pipe, including the internal heat transfer coefficients of the evaporator and condenser and the thermal conductivity, have been investigated experimentally and numerically, and the results have been reported graphically. The results show that the heat pipe has a flux of 0 and has the lowest heat resistance (271 watts of heat with an efficiency of 13 $R = 1.3 \text{ }^{\circ}\text{C} / \text{W}$) against heat

transfer, which has a better performance than lower input heat fluxes. Heat pipes made in the temperature range close to the design conditions offer more acceptable performance.

Keywords: High-Temperature Thermosyphon, Oil Working fluid, Heat transfer, Thermal efficiency



Shahrood University of
Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Systems Engineering
Energy Systems

Modeling Performance of Thermosyphon Heat Exchangers for High Temperature Applications

By: Kaveh Sadeghi

Supervisors:

Dr. Mohammad Hossein Ahmadi

Dr. Mostafa Kahani

Advisor:

Dr. Mohammad Zamen

February, 2022