



دانشکده مهندسی مکانیک

گروه تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد

بررسی تجربی لوله حرارتی حلقه شده

محمد نوری

اساتید راهنما:

دکتر علی عباس نژاد

دکتر محمد محسن شاه مردان

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ۱۳۹۳

شماره: ۲۴۹ / ۲۸۳ / ۳
تاریخ: ۲۰ / ۱۲ / ۹۳
ویرایش:

باسمه تعالی



فرم صورت جلسه دفاع از پایان نامه تحصیلی دوره کارشناسی ارشد

با تأییدات خداوند متعال و با استعانت از حضرت ولی عصر (عج) نتیجه ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای محمدنوری به شماره دانشجویی ۹۰۰۶۸۱۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان بررسی تجربی لوله حرارتی حلقه شده که در تاریخ ۱۳۹۳/۱۱/۲۶ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

<input type="checkbox"/> مردود	<input type="checkbox"/> دفاع مجدد	<input checked="" type="checkbox"/> قبول (با درجه: <u>بسیار خوب</u> امتیاز: <u>۱۸.۳۳</u>)
--------------------------------	------------------------------------	--

۱- عالی (۲۰ - ۱۹)

۲- بسیار خوب (۱۸/۹۹ - ۱۸)

۳- خوب (۱۶ - ۱۷/۹۹)

۴- قابل قبول (۱۴ - ۱۵/۹۹)

۵- نمره کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنما	دکتر علی عباس نژاد	استادیار	
	دکتر محمد محسن شاه مردان	دانشیار	
۲- استاد مشاور			
۳- نماینده شورای تحصیلات تکمیلی	دکتر مصطفی کاهانی	استادیار	
۵- استاد ممتحن	دکتر محمود فرزانه گرد	استاد	
۵- استاد ممتحن	دکتر محمد ضامن	استادیار	

رئیس دانشکده:

تقدیم به:

پدرم، او که یک آسمان شکوه و ایثار است، او که روشنایی وجودش چشمان خورشید را خیره می کند.

مادرم، که فرشته ی زیبای مهر و محبت است و عشق از وجود او معنا می گیرد. تقدیم به او که خود می سوزد تا برافروزد.

تقدیم به همسرم، فرشته حلم و مهربانی، خاضع و بی ریا، صبور و باگذشت . او که با فداکاری خود و تحمل سختی ها زندگی را بر من آسان نموده است.

تشکر و قدردانی:

خداوند بزرگ را شاکرم که لطف خود را شامل حال من نمود تا بتوانم تحقیق خود را به پایان برسانم و بتوانم سهمی هر چند اندک، در راه توسعه علمی ایران عزیز بردارم که چو ایران نباشد، تن من مباد.

همچنین از زحمات جناب آقای دکتر محمد محسن شاهمردان و جناب آقای دکتر علی عباس‌نژاد، اساتید محترم راهنما، کمال تشکر دارم که "من لم یشکر المخلوق لم یشکر الخالق".

و در پایان از زحمات خانواده خوبم و دوستان عزیزم و سایر کسانی که در تدوین این تحقیق مرا یاری نمودند متشکرم و از خداوند منان سلامت و سعادت ایشان را خواستارم.

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

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

بهمن ۱۳۹۳

تعهد نامه

اینجانب محمد نوری دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته تبدیل انرژی دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بررسی تجربی لوله حرارتی حلقه شده تحت راهنمایی دکتر علی عباس نژاد و دکتر محمد محسن شاه مردان متعهد می شوم.

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

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

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

چکیده:

لوله های حرارتی حلقه شده نوعی مبدل حرارتی منفعل بدون وسیله متحرک مکانیکی است، که برای انتقال حرارت در شارهای متوسط با کمترین هزینه اولیه و بیشترین کارایی در کمترین فضا، بسیار مناسب هستند. در این پژوهش به بررسی تجربی کارایی لوله های حرارتی حلقه شده در مبدل های گرمایی پرداخته شده است. لوله حرارتی حلقه شده متشکل از لوله هایی با قطر کم که بعد از تخلیه هوای درون آن قسمت تبخیر کننده را از سیال عامل به طور نسبی پر می کنند.

بر خلاف نوع متعارف که لوله های آن دارای فتیله در تمامی قسمت ها می باشند، این لوله های حرارتی در قسمت تبخیر کننده فقط دارای فتیله هستند. مدل بکار رفته در این لوله ها به این شکل است که از یک حلقه شکل گرفته اند و در قسمت بالا چگالنده و قسمت پایین تبخیر کننده قرار دارد و رابط بین این دو قسمت لوله های عایقی با قطر باریک می باشند. شار حرارتی مورد نیاز توسط مشعل (دود گرم) تامین شده است. هوای گرم بوسیله فن مکنده به داخل کانال قسمت تبخیر کننده هدایت می شود، همچنین برای خنک کاری از یک فن دمنده برای هدایت هوای سرد به کانال قسمت چگالنده استفاده شده است. و همچنین در این سیستم از سیال عامل آب خالص استفاده شده و جنس سازه و لوله ها از مس با درصد خلوص بالا می باشد. فتیله قسمت تبخیر کننده با استفاده از تکنولوژی متالوژی پودر، از جنس مس ساخته شده است، و همچنین همین آزمایشات در حالت عدم حضور فتیله مورد بررسی قرار گرفت و مقایسه ای بین دو حالت صورت گرفته است. در این پژوهش دبی جرمی هوا سرد ثابت در نظر گرفته شده و اثرات تغییر دبی جرمی دود گرم و همچنین افزایش دمای ورودی دود گرم بر روی عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفت و تحلیل دمایی آن انجام شد. نتایج نشان می دهد که افزایش دبی هوای گرم باعث کاهش اختلاف دمای ورودی و خروجی کانال دود گرم می شود و از طرفی دیگر افزایش دمای دود گرم ورودی باعث افزایش اختلاف دمای ورودی و خروجی هر دو مجرا می شود. افزایش دبی جرمی دود گرم باعث کاهش راندمان انرژی سیستم خواهد شد، اما افزایش دمای سیستم الزاما افزایش راندمان را در پی ندارد. همچنین موضوع مهمی که در حالت عدم حضور فتیله رخ میدهد پایین بودن زمان راه اندازی سیستم است، یعنی مدت زمان پیش گرمایش سیستم خیلی طولانی می باشد، و

همچنین مشخص است که نسبت به حالت سیستم در حضور فتیله راندمان پایین تری وجود دارد. بدلیل اینکه اتلاف حرارتی بیشتری داریم و سیستم بدلیل کم بودن سطح انتقال حرارت و پایین بودن موئینگی گرمای کمتری از سیستم دریافت می کند.

داده های گرفته شده نشان از آن دارند که راندمان سیستم تا زمانی که سرعت دود گرم ورودی به بخش تبخیر کننده به $3/3$ متر بر ثانیه می رسد با شیب ملایمی رو به کاهش است و از این سرعت به بعد با شیب تندتری راندمان کاهش می یابد، و در برخی از سرعت ها و در توان های خاصی با افت شدید راندمان مواجه شده است.

واژه های کلیدی: لوله های حرارتی حلقه شده، انتقال حرارت، بررسی تجربی، فتیله

فهرست علائم و نشانه ها:

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

حروف یونانی:

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

زیر نویس:

میانگین	av
واقعی	act

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

فهرست مطالب

۱	فصل اول: مقدمه
۱-۱	مقدمه
۲-۱	تعریف (لوله حرارتی)
۳-۱	لوله های حرارتی حلقه شده
۴-۱	مرورری بر کارهای انجام شده
۱-۴-۱	بررسی تحقیقات تجربی LHP ها
۲-۴-۱	لوله حرارتی حلقه شده
۳-۴-۱	سیال عامل
۴-۴-۱	تبخیر کننده
۵-۴-۱	فتیله
۶-۴-۱	چگالنده
۲۱	فصل دوم: لوله حرارتی حلقه شده
۱-۲	کاربرد های لوله های گرمایی حلقه شده
۲-۲	اجزاء و سیکل کاری لوله های حرارتی حلقه شده
۳-۲	جنس سازه و سیال عامل برای LHP ها
۱-۳-۲	جنس سازه
۲-۳-۲	سیال عامل
۴-۲	انواع لوله های حرارتی حلقه شده
۱-۴-۲	LHP های قابل کنترل
۲-۴-۲	LHP های دارای شار حرارتی بالا
۳-۴-۲	LHP های انشعابی
۴-۴-۲	LHP مینیاتوری
۵-۲	معادلات حاکم بر لوله های حرارتی
۳۳	فصل سوم: ساخت و تست لوله حرارتی
۱-۳	مواد و تجهیزات
۱-۱-۳	لوله
۲-۱-۳	مبدل حرارتی
۳-۱-۳	سنسور های ثبت دما
۴-۱-۳	سیال عامل
۶-۱-۳	تبخیر کننده
۱-۶-۱-۳	فتیله

۳۸.....	۳-۱-۷- چگالنده.....
۳۹.....	۳-۲- ساخت و آماده سازی وسیله آزمایشگاهی.....
۳۹.....	۳-۲-۱- ساخت دستگاه.....
۴۱.....	۳-۲-۲- آزمایش های انجام شده.....
۴۲.....	۳-۳- نتایج آزمایش ها.....
۴۳.....	فصل چهارم: نتایج و بحث.....
۴۴.....	۴-۱- داده های به دست آمده از آزمایش ها.....
۴۶.....	۴-۲- بازده لوله حرارتی حلقوی ساخته شده.....
۴۹.....	۴-۳- مقایسه سیستم بین دو حالت اوپراتور در حضور فتیله و عدم حضور فتیله.....
۶۶.....	۴-۴- عدم قطعیت اندازه گیری.....
۶۷.....	۴-۴- بحث و نتیجه گیری.....
۶۹.....	فصل پنجم: نتیجه گیری و پیشنهادات.....
۷۰.....	۵-۱- نتیجه گیری.....
۷۱.....	۵-۲- پیشنهادات.....
۷۳.....	ضمائم: خلاصه ای از کارهای انجام شده.....
۸۴.....	مراجع.....

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱- مراحل انتقال حرارت ۳
- شکل ۱-۲- شماتیکی از یک لوله حرارتی متداول..... ۴
- شکل ۱-۳- طبقه بندی اواپراتور..... ۱۲
- شکل ۱-۴- ویژگی‌های فتيله..... ۱۳
- شکل ۱-۵- شماتیکی از فتيله لوله حرارتی..... ۱۵
- شکل ۱-۲- شماتیکی از مکانیزمهای چند مقیاسی در یک لوله حرارتی حلقه‌شده..... ۲۳
- شکل ۲-۲- نمایی کلی از یک LHP با کنترل دمایی..... ۲۸
- شکل ۲-۳- نمایی کلی از یک LHP دارای شار حرارتی بالا در ناحیه اواپراتور..... ۲۹
- شکل ۲-۴- شماتیکی از یک LHP انشعابی..... ۲۹
- شکل ۳-۱- نمایی از اواپراتور طراحی شده..... ۳۸
- شکل ۳-۲- محیط متخلخل در قسمت تبخیرکننده..... ۳۸
- شکل ۳-۳- فین‌های قسمت چگالنده..... ۳۹
- شکل ۳-۴- شماتیک مدل ساخته شده..... ۳۹
- شکل ۳-۵- سیستم طراحی شده و ساخته شده در حالت خارج از کانال..... ۴۰
- شکل ۴-۱: تغییرات بازده سیستم در حضور فتيله بر حسب سرعت هوا در کانال اواپراتور در توانهای ثابت..... ۴۷
- شکل ۴-۲: تغییرات بازده سیستم در حضور فتيله بر حسب توان ورودی در بخش اواپراتور در سرعت‌های ثابت..... ۴۸
- شکل ۴-۳: تغییرات بازده دو حالت مورد آزمایش بر حسب سرعت هوا در کانال اواپراتور در توان ۱۸ کیلووات..... ۵۰
- شکل ۴-۴: تغییرات بازده دو حالت (با وبدون فتيله) بر حسب سرعت هوا در اواپراتور در توان ۲۶ کیلووات..... ۵۱
- شکل ۴-۵: تغییرات بازده دو حالت (با وبدون فتيله) بر حسب سرعت هوا در اواپراتور در توان ۳۴ کیلووات..... ۵۱
- شکل ۴-۶: تغییرات بازده دو حالت (با وبدون فتيله) بر حسب سرعت هوا در اواپراتور در توان ۴۰ کیلووات..... ۵۲
- شکل ۴-۷: تغییرات بازده دو حالت (با وبدون فتيله) بر حسب دمای ورودی در اواپراتور در سرعت ثابت ۱,۴ متر بر ثانیه..... ۵۲
- شکل ۴-۸: تغییرات بازده دو حالت بر حسب دمای ورودی در اواپراتور در سرعت ثابت ۱,۹ متر بر ثانیه..... ۵۳
- شکل ۴-۹: تغییرات بازده دو حالت بر حسب دمای ورودی در اواپراتور در سرعت ثابت ۲,۳ متر بر ثانیه..... ۵۳
- شکل ۴-۱۰: تغییرات بازده دو حالت بر حسب دمای ورودی در اواپراتور در سرعت ثابت ۳,۳ متر بر ثانیه..... ۵۴
- شکل ۴-۱۱: تغییرات بازده دو حالت بر حسب دمای ورودی در اواپراتور در سرعت ثابت ۴ متر بر ثانیه..... ۵۴

شکل ۴-۱۲: تغییرات بازده دو حالت بر حسب دمای ورودی در اوپراتور در سرعت ثابت ۴,۵ متر بر ثانیه..... ۵۵

شکل ۴-۱۳: نتایج تغییرات دمای خروجی از اوپراتور دو حالت بر حسب سرعت هوا در اوپراتور در توان ثابت ۱۸ کیلو وات..... ۵۶

شکل ۴-۱۴: نتایج تغییرات برای دمای خروجی از اوپراتور دو حالت بر حسب سرعت هوا اوپراتور در توان ثابت ۲۶ کیلو وات..... ۵۶

شکل ۴-۱۵: نتایج تغییرات دو حالت برای دمای خروجی از اوپراتور بر حسب سرعت هوا در بخش اوپراتور در توان ثابت ۳۴ کیلو وات..... ۵۷

شکل ۴-۱۶: نتایج تغییرات دو حالت در دمای خروجی از اوپراتور بر حسب سرعت هوا در اوپراتور در توان ثابت ۴۰ کیلو وات..... ۵۸

شکل ۴-۱۷: نتایج تغییرات دو حالت برای دمای خروجی از کندانسور بر حسب سرعت هوا در بخش اوپراتور در توان ثابت ۱۸ کیلو وات..... ۵۸

شکل ۴-۱۸: نتایج تغییرات دو حالت در دمای خروجی از کندانسور بر حسب سرعت هوا در اوپراتور در توان ثابت ۲۶ کیلو وات..... ۵۹

شکل ۴-۱۹: نتایج تغییرات دو حالت برای دمای خروجی از کندانسور بر حسب سرعت هوا در بخش اوپراتور در توان ثابت ۳۴ کیلو وات..... ۵۹

شکل ۴-۲۰: نتایج تغییرات دو حالت برای دمای خروجی از کندانسور بر حسب سرعت هوا در بخش اوپراتور در توان ثابت ۴۰ کیلو وات..... ۶۰

شکل ۴-۲۱: نتایج تغییرات دو حالت دمای خروجی از اوپراتور بر حسب دمای ورودی به اوپراتور در سرعت ثابت ۱,۴ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده..... ۶۱

شکل ۴-۲۲: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از اوپراتور بر حسب دمای ورودی به اوپراتور در سرعت ثابت ۱,۹ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده..... ۶۱

شکل ۴-۲۳: نتایج تغییرات دو حالت برای دمای خروجی از اوپراتور بر حسب دمای ورودی به اوپراتور در سرعت ثابت ۲,۳ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده..... ۶۲

شکل ۴-۲۴: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از اوپراتور بر حسب دمای ورودی به اوپراتور در سرعت ثابت ۳,۳ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده..... ۶۲

شکل ۴-۲۵: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از اوپراتور بر حسب دمای ورودی به اوپراتور در سرعت ثابت ۴ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده..... ۶۳

شکل ۴-۲۶: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از کندانسور بر حسب دمای ورودی به اواپراتور در سرعت ثابت ۱,۴ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده.....۶۳

شکل ۴-۲۷: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از کندانسور بر حسب دمای ورودی به اواپراتور در سرعت ثابت ۱,۹ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده.....۶۳

شکل ۴-۲۸: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از کندانسور بر حسب دمای ورودی به اواپراتور در سرعت ثابت ۲,۳ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده.....۶۴

شکل ۴-۲۹: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از کندانسور بر حسب دمای ورودی به اواپراتور در سرعت ثابت ۳,۳ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده.....۶۵

شکل ۴-۳۰: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از کندانسور بر حسب دمای ورودی به اواپراتور در سرعت ثابت ۴ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده.....۶۵

فهرست جداول

- جدول ۱-۱- نمایش و طبقه بندی انواع LHP ها ۱۰
- جدول ۱-۲- مشخصات ساختارهای موئین ۲۶
- جدول ۲-۲- انتخاب سیال عامل برای لوله حرارتی ۲۸
- جدول ۱-۳- مشخصات سیستم ۳۴
- جدول ۱-۴ : داده های بدست آمده در ۱۸ کیلو وات حرارت در بخش اوپراتور با حضور فتیله ۴۴
- جدول ۲-۴ : داده های بدست آمده در ۲۶ کیلو وات حرارت در بخش اوپراتور با حضور فتیله ۴۴
- جدول ۳-۴ : داده های بدست آمده در ۳۴ کیلو وات حرارت در بخش اوپراتور با حضور فتیله ۴۵
- جدول ۴-۴ : داده های بدست آمده در ۴۰ کیلو وات حرارت در بخش اوپراتور با حضور فتیله ۴۵
- جدول ۵-۴ : تغییرات بازده برحسب سرعت هوا در بخش اوپراتور در توانهای ثابت (با حضور فتیله) ۴۶
- جدول ۶-۴ : تغییرات بازده بر حسب دمای ورودی به اوپراتور (تبخیر کننده) در سرعتهای ثابت ۴۷
- جدول ۷-۴ : داده های بدست آمده در ۱۸ کیلو وات حرارت در بخش اوپراتور در عدم حضور فتیله ۴۹
- جدول ۸-۴ : داده های بدست آمده در ۲۶ کیلو وات حرارت در بخش اوپراتور در عدم حضور فتیله ۴۹
- جدول ۹-۴ : داده های بدست آمده در ۳۴ کیلو وات حرارت در بخش اوپراتور در عدم حضور فتیله ۵۰
- جدول ۱۰-۴ : داده های بدست آمده در ۴۰ کیلو وات حرارت در بخش اوپراتور در عدم حضور فتیله ۵۰
- جدول ۱۱-۴ : داده های بدست آمده از انجام دو تست در دمای حرارت ۱۸ کیلو وات در حضور فتیله ۵۵
- جدول ۱۲-۴ : داده های بدست آمده از انجام دو تست در دمای حرارت ۲۶ کیلو وات در حضور فتیله ۵۶
- جدول ۱۳-۴ : داده های بدست آمده از انجام دو تست در دمای حرارت ۳۴ کیلو وات در حضور فتیله ۵۷
- جدول ۱۳-۴ : داده های بدست آمده از انجام دو تست در دمای حرارت ۴۰ کیلو وات در حضور فتیله ۵۷

فصل اول

مقدمه

۱-۱- مقدمه

حرکت به سمت کوچک سازی قطعات همواره یکی از دغدغه های محققین به شمار می آید. این موضوع به خصوص در بخش الکترونیک از اهمیت دو چندانی برخوردار است. اگر چه چندین دهه از مبحث کوچک سازی می گذرد. اما در سال های اخیر مدیریت گرمایی قطعات میکرو الکترونیکی ساخته شده یکی از مسائلی است که ذهن محققان را به خود مشغول ساخته است .

هر روز قطعات الکترونیکی کوچکتری با توان بالاتر وارد بازار می شوند. کوچک شدن قطعات در اثر تراکم کردن قطعات الکترونیکی در کنار یکدیگر میسر می باشد و این موضوع باعث بالا رفتن تراکم فشار در واحد سطح می شود. به همین دلیل مدیریت گرمایی این قطعات که دارای توان بالا و شار حرارتی بالایی هستند بر پیچیدگی کار می افزاید.

با توجه به مطالب گفته شده می توان نتیجه گرفت که راهکاری برای دفع حرارت نیاز است که دارای خصوصیات زیر باشد :

۱- داشتن مقاومت حرارتی پایین از چیپ^۱ به چاه حرارتی^۲ کمتر از 1 K/W

۲- ظرفیت انتقال حرارت بالا (5 W تا 250 W)

۳- قابلیت دفع شار حرارتی از 1 W/cm^2 تا 40 W/cm^2

۴- سازگاری حرارتی و مکانیکی

۵- قابلیت اطمینان بالا

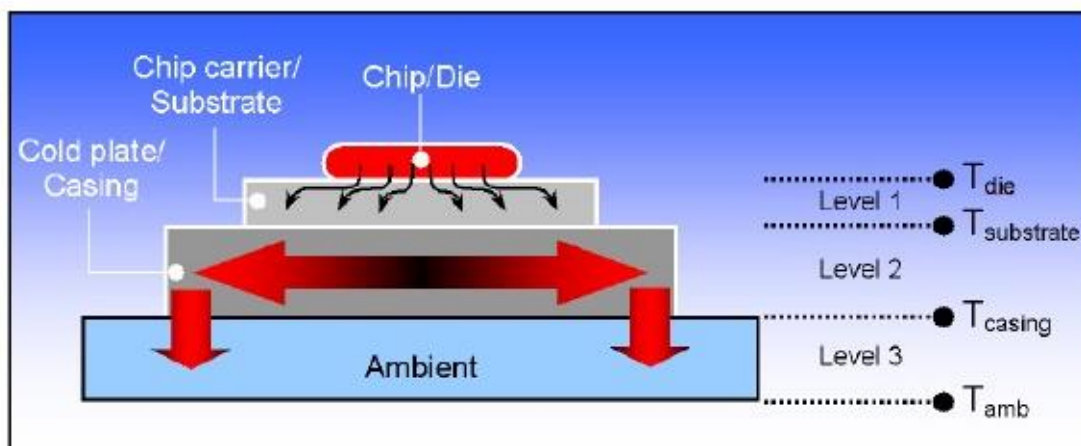
۶- کوچک بودن

۷- ارزان قیمت

مسئله انتقال حرارت را می توان به سه بخش اولیه تقسیم بندی کرد شکل (۱-۱) [۱] :

^۱ Chip

^۲ Heat sink



شکل ۱-۱- مراحل انتقال حرارت از یک چیپ به محیط [۱]

مرحله اول خنک کردن به انتقال حرارت از چیپ به محفظه نگهدارنده آن مربوط می‌شود. این محفظه (از جنس پلاستیک ، سرامیک ، غیره) می‌تواند شامل یک چیپ و یا مجموعه‌ای از آن‌ها باشد.

مرحله دوم می‌تواند انتقال حرارت از محفظه چیپ به بدنه دستگاه الکترونیکی باشد. در نهایت در مرحله سوم، انتقال حرارت از بدنه به محیط انجام می‌شود. با در نظر داشتن این سه مرحله می‌توان برای هر یک راهکار مناسبی جهت افزایش نرخ انتقال حرارت پیشنهاد داد. به عنوان مثال می‌توان با استفاده از مواد جدید با خصوصیات حرارتی مناسب عملکرد مرحله اول را به طور قابل ملاحظه‌ای بهبود داد. به‌طور معمول انتقال حرارت در مرحله دوم و سوم با استفاده از انتقال حرارت جابجایی آزاد^۳ و اجباری^۴ فراهم می‌شد. برای بالا بردن عملکرد حرارتی در این دو مرحله می‌توان از روش‌های تغییر فاز مانند جوشش برخورد جت سرد کننده و اخیراً استفاده از مفهوم جوشش^۵ جریانی در کانال‌های مینی و ماکرو بهره گرفت.

در این میان استفاده از لوله حرارتی می‌تواند نقش بسیار مهمی را در بالاتر بردن میزان انتقال حرارت در مرحله دوم و سوم یاد شده ایفا کند.

^۳ Natural convection heat transfer

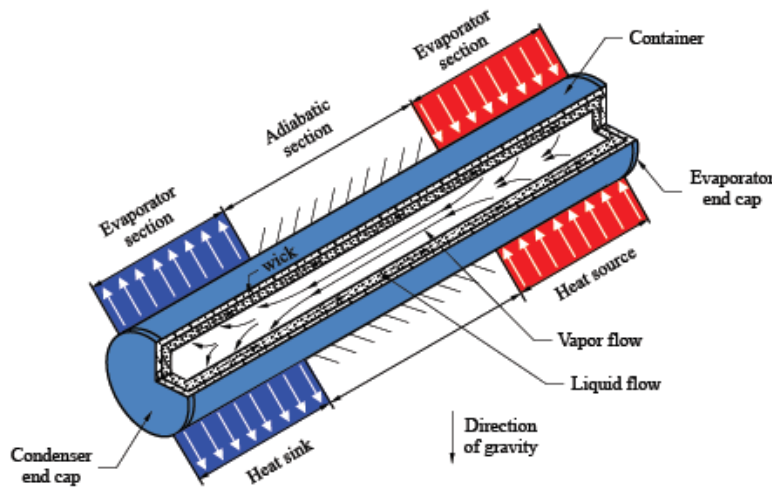
^۴ Forced convection heat transfer

^۵ Flow boiling

۲-۱- تعریف (لوله حرارتی)

لوله حرارتی^۶ وسیله ایست که گرما را بلافاصله از یک نقطه به نقطه دیگر انتقال می‌دهد. از آنجایی که این وسیله در حالت عادی دارای ظرفیت انتقال گرمایی بالایی می‌باشد، میزان اتلاف گرما تقریباً کم است. بنابراین می‌توان تصور نمود که یک لوله گرمایی، یک لوله حلقوی فلزی بسته که به حالت عمودی قرار گرفته و با مقداری سیال پر شده است و یک گرماگیر که در سمت بالایی آن نصب شده است خواهد بود. نمونه‌ای از این لوله‌ها اولین بار توسط گاگلر^۷ در سال ۱۹۴۲ ساخته شد [۲].

اگر یک منبع گرمایی، در سمت پایینی دستگاه قرار گیرد، آب تبخیر خواهد شد و درست در همین دما، منبع گرمایی سرد می‌گردد. بخار به سمت بالا حرکت خواهد کرد و در نزدیکی گرماگیر در بالای دستگاه، تقطیر می‌شود. پس از آن، آب تقطیر شده، به پایین دستگاه بازگشته و مجدداً تبخیر خواهد شد و سیکل تکرار می‌گردد. اما بزرگترین مشکل این دستگاه، عدم امکان تغییر حالت قرارگیری این دستگاه نسبت به حالت اصلی خود می‌باشد. لذا محققان، به منظور رفع این مشکل، لوله‌های حرارتی حلقه شده^۸ را به وجود آورده‌اند.



شکل ۲-۱- شماتیکی از یک لوله حرارتی متداول [۴]

^۶ Heat Pipe

^۷ Gaugler

^۸ Loop heat pipe(LHP)

۱-۳-لوله‌های حرارتی حلقه شده

لوله‌های گرمایی از نوع حلقه شده (LHP)، سیستم‌های انتقال حرارت دوفازی با نیروی محرکه موئین می‌باشند که راندمان بالای خود را مخصوصاً برای تجهیزات الکترونیکی یا فضایی به اثبات رسانده‌اند [۳].

به وجود آمدن LHPها، پاسخی به تقاضای بسیار زیاد در تکنولوژی فضایی برای تجهیزات انتقال حرارت راندمان بالا با تمامی مزایای لوله‌های گرمایی ساده بوده است.

با این تفاوت که حساسیت بسیار کمتری در مورد تغییر جهت نصب و یا موقعیت قرارگیری این نوع لوله گرمایی، مساله در این حقیقت نهفته است که لوله‌های گرمایی متداول^۹ که در آنها، فتیله موئین در تمامی طول آنها وجود دارد، اگر به گونه‌ای نصب گردند که اوپراتور آن بالاتر از کندانسورش قرار داشته باشد، ظرفیت حرارتی آن به مقدار بسیار زیادی کاهش می‌یابد.

اول از همه، این دستگاه مربوط به تجهیزات دما پائین بوده که در آنها از سیالهای عامل با مقدار نسبتاً پائین ضریب تنش سطح استفاده می‌شود. این وضعیت، با این حقیقت توأم است که بیشترین مقدار هد موئین که باعث گردش سیال عامل در لوله گرمایی می‌شود، بطور مستقیم متناسب با این ضریب و بطور معکوس متناسب با شعاع موثر حفره فتیله می‌باشد. برای جبران افت فشارهای اضافی در حین حرکت مایع به سمت اوپراتور بر خلاف نیروی جاذبه، می‌بایست هد موئین افزایش یابد.

واضح است که انجام این کار تنها با کاهش شعاع موثر حفره فتیله امکان پذیر می‌باشد. اگرچه می‌توان یک افزایش را در مقاومت هیدرولیکی تقریباً متناسب با مربع شعاع حفره مشاهده نمود. در نتیجه این مغایرت، تلاشها برای ساخت یک لوله گرمایی با طول کافی و با قابلیت کاربرد بر خلاف نیروی جاذبه موفقیت آمیز نبوده است. حتی با وجود استفاده از سیال عامل آب که به عنوان قویترین سیال عامل در محدودهای دما پائین می‌باشد، لوله‌های گرمایی، در زمان نیاز به انتقال حرارت از بالا به پائین در موقعیت عمودی این دستگاه، دارای افت ظرفیت

^۹ Conventional Heat Pipe

بوده اند. متغیرهای شناخته شده برای این مشکل با استفاده از دیگر مفاهیم اضافی برای تقویت و یا حتی جابجایی مکانیزم موئین پمپ سیال عامل، تنها به افت نامناسب این خواص با ارزش لوله های گرمایی منجر گردید. از این رو، این نوع دستگاهها، از نظر استفاده علمی، گسترش نیافتند.

مفهوم LHP با گستردگی مورد نظر آن، این امکان را نه فقط به منظور غلبه بر این نواقص لوله های گرمایی متداول، بلکه برای دستیابی به مزایای دیگری با بهره گیری از همان چهارچوب اصلی مکانیزم موئین و تمامی مزایای قبلی آنها فراهم نموده است. [۳]

مزیت این نوع لوله های گرمایی نسبت به لوله های گرمایی از نوع ساده این است که به دلیل ساختار آنها، می توان از این دستگاه برای فواصل تا چندین متر و بدون وابستگی به نیروی جاذبه نیز استفاده نمود. با توجه به گستره بسیار در ساخت این نوع مبدلها، در کاربردهای وسیعی می توان از آنها استفاده نمود. لوله های گرمایی دارای اشکلاتی از قبیل انتقال حرارت در فواصل کم و وابستگی زیاد به نوع قرارگیری می باشد و همچنین دارای افت هایی مانند افت فشار در بخش متخلخل، افت هم تماسی^{۱۰} به دلیل اختلاط ویسکوزی^{۱۱} بین فازهای مایع و بخار در صورت افزایش طول لوله گرمایی، عملکرد آن به شکل بسیار بدی تحت تاثیر این افت ها قرار خواهد گرفت. و همانگونه که پیش از این نیز اشاره شد، اگر از نظر جهت قرارگیری، بطور معکوس قرار گیرند (تبخیر کننده بالای چگالنده باشد) عملکرد آن بسیار افت نموده و افت فشار بر اثر وجود نیروی انتقالی جرم بر خلاف نیروی جاذبه نیز، به افت های قبلی اضافه خواهد شد. [۳]

لوله های حرارتی حلقه شده، دارای اصول ذیل می باشند [۳]:

- استفاده از فتیله هایی با حفره های ریز.
- بیشترین کاهش در طول حرکت مایع در فتیله.
- ایجاد یک مبدل حرارتی موثر در حین تبخیر و میعان سیال عامل.

^{۱۰}Entrainment Loss

^{۱۱}Viscous Interaction

- کاهش بیشینه در افت فشار مربوط به بخش انتقالی (آدیباتیک).

۱-۴- مروری بر کارهای انجام شده

اولین نوع LHP در سال ۱۹۷۱ توسط والر گراسیموف^{۱۲} و مایدانیک ساخته و مورد آزمایش قرار گرفت [۴]. همچنین در ۸ سال بعد توسط همین افراد ثبت اختراع شد. در لوله‌های حرارتی حلقه شده، شعاع حفره‌های محیط متخلخل در حدود $10 \mu\text{m}$ است. مشروح توضیحات پیرامون عملکرد LHPها توسط کی یو^{۱۳} [۷] و مایدانیک^{۱۴} [۳] بیان شده است.

بنابراین در مقایسه با لوله‌های حرارتی متداول، طراحی ابتکاری LHP برخی مزیت‌ها را نشان می‌دهد:

الف) استفاده از محیط متخلخل با حفره‌های بسیار ریز عملکردی برای مقابله با جاذبه.

ب) بالا بردن ظرفیت انتقال حرارت از تبخیر کننده به چگالنده، از طریق کاهش طول خط جریان مایع و مقاومت حرارتی خط جریان بخار در طول قسمت آدیباتیک (با استفاده از لوله گذاری صاف و مستقیم).

ج) بالا بردن راندمان حرارتی در قسمت تبخیر کننده و چگالنده، با استفاده از طراحی مناسب ساختار قسمت تبخیر کننده و چگالنده.

د) بالا بردن توانایی و قابلیت‌های استفاده در شرایط مختلف.

نوع دیگری از لوله‌های حرارتی حلقه شده به نام CPL^{۱۵}ها یا لوله‌های حرارتی حلقه شده دارای پمپ موئین می‌باشند. مزیت‌های مشابهی مانند LHPها در مقایسه با لوله‌های حرارتی متداول دارند.

تفاوت اصلی بین CPLها و LHPهای متداول در بازگرداندن سیال به داخل تبخیر کننده می‌باشد.

^{۱۲} Grasimov

^{۱۳} Ku

^{۱۴} Maydanik

^{۱۵} Capillary Pumped Loop

اما این تفاوت خود فشار و ضربه زیادی را بر روی سیستم و عملکرد لوله حرارتی حلقه شده با لوله های باریک وارد می کند. (مایدانیک و فرشتا^{۱۶} [۸]، نیکیتینک^{۱۷} و سولیمور^{۱۸} [۹]).

در ادامه به تحقیقاتی که بر روی LHPها از سال ۲۰۰۰ تا کنون صورت گرفته است، می پردازیم. از کاربردهای LHPها، می توان به خنک کاری وسایل الکترونیکی اشاره کرد. تکنولوژی خنک کاری رایانه ها و بعضی از رایانه ها ابعاد جدیدی از کاربرد های LHPها می باشند. که با ظهور دستگاه های کوچک و کار آمد ابعاد بیشتری پیدا می کنند که انعطاف پذیر و قابل کنترل می باشند. (پاستوخو^{۱۹}) [۱۰].

LHPهای برگشت پذیر در مطالعات آزمایشگاهی مایدانیک [۳] برای طرحهای کوچک معرفی شده اند. اولین مطالعات آزمایشگاهی بروی LHP (در سالهای ۸۰-۹۰) می باشند. از سال ۲۰۰۰ تا کنون مقالات زیادی در مورد LHPها به چاپ رسیده است.

هدف از این فصل بررسی و جمع آوری هرچه بیشتر اطلاعات از این تحقیقات تجربی برای فراهم آوردن زمینه ای برای ارتقاء و توسعه عملکرد LHPها می باشد. در واقع در بعضی از مقالات مدل های گذرایی را پیدا کردیم که برگشت پذیری خوبی را در عملکرد دینامیکی LHP را نشان می دهد. (لیونی^{۲۰} [۱۱]، ولاسو^{۲۱} و ریل^{۲۲} [۱۲]) ولی بعد از تنظیمات و راه اندازی با متغیرهای خاص و یا به علت عدم انتشار اطلاعات درست در مطالعات تجربی و یا به سبب مشخص نبودن برخی از ناپایداری ها هدف از این کار بررسی همین مشکلات و هماهنگی لازم می باشد.

۱-۴-۱- بررسی تحقیقات تجربی LHPها

جدول (۱-۶) در پیوست، به بررسی خلاصه ای از مطالعات تجربی صورت گرفته در سالهای ۱۹۹۸ تا ۲۰۱۴ می پردازد. لیست موجود در این جدول در زمینه مشخصات LHPها و نتایج تجزیه و تحلیل به اندازه کافی معتبر

^{۱۶} Fershtater

^{۱۷} Nikitkin

^{۱۸} Cullimore

^{۱۹} Pastukhov

^{۲۰} Launay

^{۲۱} Vlassov

^{۲۲} Riehl

برای ساختارهای کمی یا کیفی می‌باشند. در این فصل که شامل بیش از ۵۰ عملکرد مختلف LHP می‌باشد، یک منبع اطلاعاتی برای شروع مطالعات در زمینه بهبود اطلاعات در مورد LHPها است. در اینجا فقط به LHPها با طراحی متداول می‌پردازیم (یک تبخیر کننده و یک چگالنده و لوله‌های خط جریان).

برای LHPهای برودتی به مقالات هوانگ^{۲۳}[۱۳] و لیانگ^{۲۴}[۱۴]، و برای LHPهای چند تبخیر کننده یا چند چگالنده و اطلاعات بیشتر در زمینه ی انواع لوله‌های حرارتی حلقه شده دو مرحله ای، به مقالات کایو^{۲۵}[۱۵] مراجعه کرد.

در جدول (۶-۱) تحقیقات بر روی LHPها بر اساس تاریخ و زمان مرتب شده اند. همچنین در این جدول بررسی اجمالی فشرده و مختصری از ویژگی و طراحی LHPها را می‌دهد. به ویژه در مورد تبخیر کننده و محفظه جبران بررسی های مختلفی انجام شده مانند شکل تبخیر کننده که به صورت استوانه ای و همچنین آمونیاک به عنوان سیال عامل مورد استفاده قرار می‌گرفت در سالهای ۲۰۰۹-۲۰۱۰ طراحی های جدیدی صورت گرفته است که در ادامه در مورد انواع آن ها بحث می‌شود.

همانطور که در جدول (۷-۱) آمده اکثریت پژوهش های تجربی بر روی تجزیه و تحلیل تاثیرات عوامل و پارامترهای متغیر متمرکز می‌شوند.

مانند میزان پرشدگی سیال ، کارکرد سیال ، جایگاه مناسب تبخیر کننده نسبت به چگالنده، یا خصوصیات که بر اساس باریک بودن خط جریان سیال بر عملکرد حرارتی LHPها تاثیر می‌گذارند.

از محققین، آنهایی که راغب به تجزیه و تحلیل تاثیرات پارامترهای مختلف بر روی نحوه کارکرد LHPها هستند می‌توان به تحقیقات لیونی^{۲۶}[۱۱] رجوع کرد.

توضیحات در این قسمت را به دو بخش تقسیم می‌کنیم:

^{۲۳} Hoang

^{۲۴} Liang

^{۲۵} Ku

^{۲۶} Launay

بخش اول مربوط به خصوصیات و طراحی اجزای LHP ها می باشد (ابعاد ، متریکال و سیال عامل) و بخش دوم مربوط به مشروح اهداف تحقیقات تجربی، تجهیزات سیستم و عملکرد حرارتی LHP ها می باشد.

با گذشت زمان و در سال های اخیر مشاهده می شود که روند تحقیقات در زمینه طراحی تبخیر کننده و محفظه جبران در LHP ها کاهش یافته است و بیشتر به بررسی تطبیق بهتر جنس سازه پرداخته اند.

جواب به این سوال که انتقال حرارت در یک لوله حرارتی متداول و یک لوله حرارتی مینیاتوری چگونه اتفاق می افتد، را می توان به این شکل پاسخ داد که برای LHP ها مینیاتوری ضخامت بیرونی اوپراتور نباید از ۸ میلیمتر تجاوز کند و قطر لوله های بخار و مایع کمتر از ۳ میلیمتر باشد.

علاوه بر این، برای اوپراتورهای تخت، نسبت بین طول و ضخامت نباید کمتر از ۲ باشد. مایدانیک^{۲۷} [۱۶]، یا در تحقیقات لی^{۲۸} [۱۷]، فقط به قطر لوله ها مایع و بخار پرداخته است و باید بین ۳-۱ میلیمتر باشد.

۱-۴-۲- لوله حرارتی حلقه شده

مایدانیک [۳] طبقه بندی از LHP ها بر اساس پیکربندی آنها را پیشنهاد کرد.

جدول شماره ۱-۱-۱- نمایش و طبقه بندی انواع LHP ها

LHP Design	LHP Dimensions	Evaporator Shape	Evaporator Design
<ul style="list-style-type: none"> Conventional (diode) Reversible Flexible Ramified 	<ul style="list-style-type: none"> Miniature All the rest 	<ul style="list-style-type: none"> Cylindrical Flat disk-shaped Flat rectangular 	<ul style="list-style-type: none"> One butt-end compensation chamber Two butt-end compensation chambers Coaxial
1-4 Condenser Design	Number of Evaporators and Condensers	Temperature Range	Operating-Temperature Control
<ul style="list-style-type: none"> Pipe-in-pipe Flat coil Collector 	<ul style="list-style-type: none"> One Two and more 	<ul style="list-style-type: none"> Cryogenic Low temperature High temperature 	<ul style="list-style-type: none"> Without active control With active control

در این بخش، پیشنهاد می دهیم که به ریز اجزای LHP ها پرداخته شود.

^{۲۷} Maydanik

^{۲۸} Li

۱-۴-۳- سیال عامل

بعنوان قسمتی از طراحی سیستم ، انتخاب سیال عامل اولین گام برای طراحی سیستم می باشد است که باید نیازهای زیر را برآورده نماید:

• کارکرد در حالت مایع - بخار در حداقل دما

• فشار اشباع سیال در حداکثر دمای کارکرد P_{sat} ، باید کمتر از مقدار فشار بحرانی P_e باشد.

در مرحله بعد معیارهای دیگری باید مشخص باشد مانند توانایی انتقال حرارت سیال برای این نوع سیستم ها توسط لیونی [۱۸] در سال ۲۰۱۰ پیشنهاد شده است.

به همین دلیل سیال ها باید به گونه ای انتخاب شوند که با سایر مواد سازگاری داشته باشند و فعل و انفعالات شیمیایی صورت نگیرد، چون باعث خوردگی و پایین آمدن راندمان LHP ها می شود. متریال سازه منظور جنس قسمت های مخزن تبخیر کننده، خط جریان مایع و بخار است. که اطلاعات جامعی درباره انتخاب سیال و متریال ها در پژوهش های ری^{۲۹} و کوو^{۳۰} [۱۹] آمده است.

میشکینیس^{۳۱} [۲۰] بیان کرد که آمونیاک بهترین سیال برای کنترل حرارت در LHP ها می باشد. از دیگر سیالات می توان به پروپیلن و استون که به صورت خاص مورد استفاده قرار گرفته اشاره کرد. برای آمونیاک، فولاد زنگ نزن مواد مورد استفاده با تطبیق خوبی است. درحالیکه برای موئینگی بالاتر از موادهایی مانند نیکل و تیتانیوم مورد استفاده قرار می گیرد.

در محدوده دمایی ۲۰ تا ۱۰۰ درجه سانتیگراد محققان سیالاتی چون متانول، استون، اتانول و خیلی خاص پنتن و R۱۳۴a مورد استفاده قرار دادند.

^{۲۹} rey

^{۳۰} kew

^{۳۱} Mishkinis

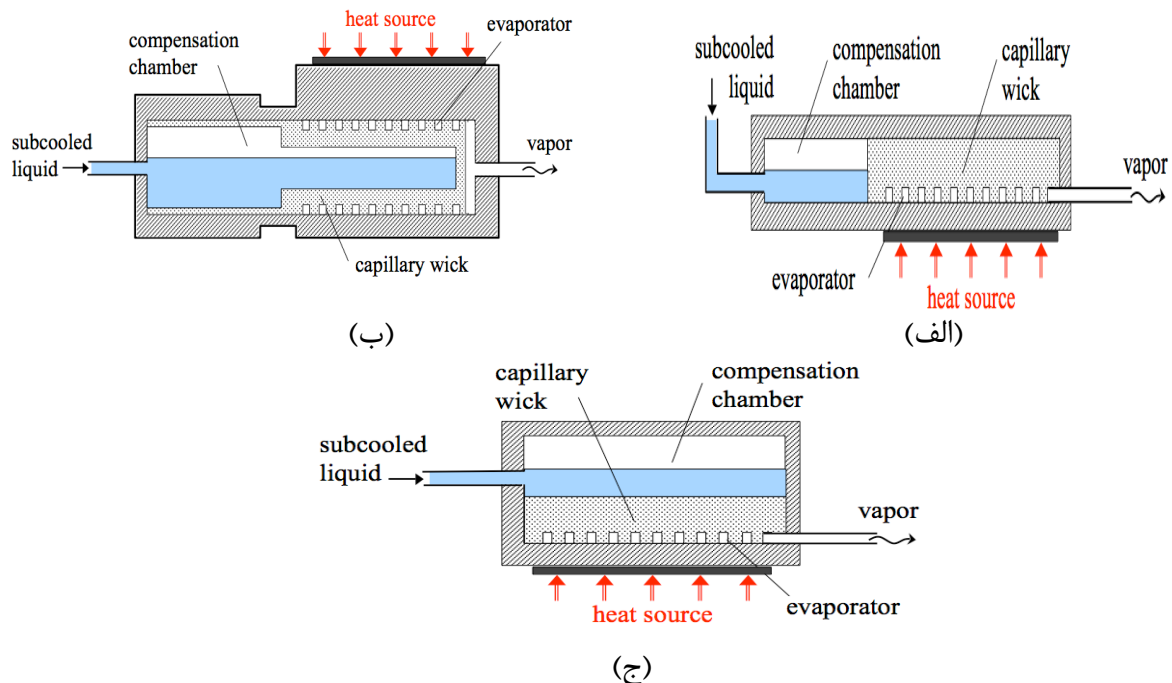
سیال عامل آب، بدلیل خصوصیات ترموفیزیکی و طبیعت بی‌ضررش یک سیال عامل کامل برای استفاده می‌باشد. برای سیال آب جنس مواد سازه از نوع مس بهترین انتخاب است.

۱-۴-۴- تبخیر کننده

زمانی که برای اولین بار تبخیر کننده به شکل استوانه ای طراحی شد به دلیل دارا بودن استقامت مکانیکی بالا از استقبال بالایی برخوردار است، و با مرور زمان به شکل های مختلفی تغییر یافت.

طبقه بندی اصلی طراحی های موجود در قسمت تبخیر کننده ها که در شکل (۱-۳) به نمایش آمده است به سه دسته تقسیم می‌شود:

- استوانه ای با محفظه جبران قبل از فتیله و گرم کننده
- تخت با محفظه جبران قبل از فتیله و گرم کننده
- تخت با محفظه جبران در قسمت فتیله و گرم کننده



شکل ۱-۳- طبقه بندی تبخیر کننده [۲۶]

بر اساس این دسته بندی تبخیر کننده می‌تواند به سه دسته مربع، مستطیل و یا حلقوی باشد.

حال برای کاهش اتلاف حرارتی راهکار مختلفی ارائه شده است مانند:

- استفاده از مواد با قابلیت انتقال خوب (استنلس استیل، نیکل) برای محفظه
- کاهش ضخامت محفظه تا ۰,۲۵ میلیمتر برای محفظه های استوانه ای با جنس استنلس استیل (پاستوخوو^{۳۲}). [۱۰]
- کاهش قسمت آدیاباتیک بین محفظه جبران و تبخیر کننده (گرم کن) با انتخاب طراحی مناسب برای این قسمت (ریل و سیکویو^{۳۳}). [۲۱]
- استفاده از تبخیر کننده ها با جنس های مختلف در تبخیر کننده های برگشت پذیر (آدونی^{۳۴}). [۲۲]
- در مقابل این پژوهش ها، برای کارهای آزمایشگاهی در مقیاس کوچک محفظه هایی از جنس مس با خصوصیات راندمان حرارتی بالا در پژوهش های لی [۲۳] مطابق با مدل تحلیلی لیونی [۲۴] را می توان اشاره کرد. برای بالا بردن راندمان حرارتی و کارایی این سیستم های اجزای مختلف و ابزارهای گوناگونی مرتبط هستند که شامل:
- خصوصیات و مشخصات فتیله
- مشخصات قسمت بخار
- ارتباط بین محفظه جبران و تبخیر کننده (گرم کن)
- تحقیقات بر روی تبخیر کننده نشان می دهد که اکثریت آزمایشات به سمت تبخیر کننده های تخت میل می کند. از این رو مایدانیک و همکاران [۲۵] اقدام به جمع آوری خلاصه ای از کارهای انجام شده با تبخیر کننده تخت نموده اند.

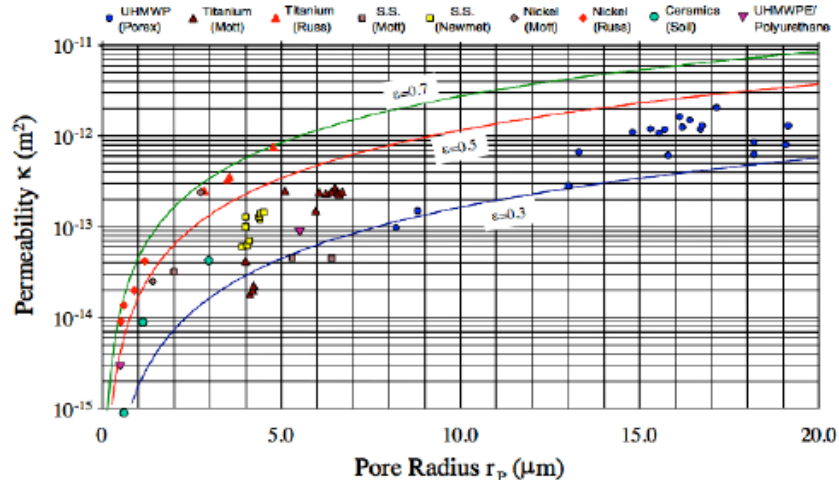
۱-۴-۵- فتیله

مشخصات و ویژگی های فتیله را می توان در شکل (۱-۴) مشاهده نمود. نفوذ پذیری k ، که این خصوصیات بوسیله آزمایشهای تجربی دیگری که در LHP ها آمده است مشخص شده و در جدول (۷-۱) در پیوست آمده است.

^{۳۲} Pastukhov

^{۳۳} Siqueira

^{۳۴} Adoni



شکل ۱-۴- ویژگی‌های فتیله لوله‌های حرارتی حلقوی [۲۷]

همچنین مشخص است که هیچ تفاوتی بین مشخصات اصلی انواع محیط متخلخل وجود ندارد. در فتیله سه مشخصه اصلی وجود دارد که باید این مشخصه با تطبیق خوبی همراه باشند. معادله کوزنی-کارمن^{۳۵} ارتباط بین ابعاد ذرات به تراوایی و ضریب تخلخل را به ما نشان می‌دهد.

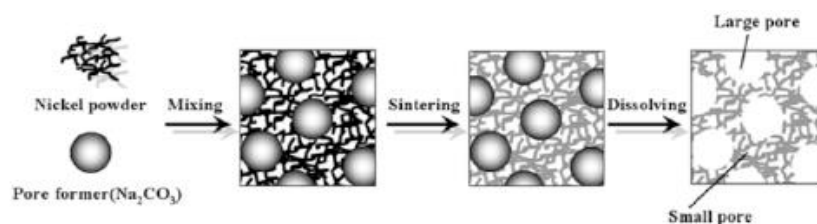
در پژوهش‌ها به ندرت در مورد مشخصات فتیله اطلاعات کامل و شفافی بیان شده است. در برخی از پژوهش‌ها مانند بکر^{۳۶} [۲۶] اندازه حفره‌ها را با تشریح "شعاع حفره" توضیح داده است. هانگ و کوو [۲۷] بعضی از حفره‌ها را با مواد مختلف بررسی کرد.

انتخاب درست ویژگی‌های فتیله یک امر ضروری می‌باشد. طبق تحقیقات هانگ و کوو [۲۷] ویژگی‌های فتیله شامل مواردی مانند نوع حفره‌ها، شعاع حفره‌ها، و در تخلخل از مواردی هستند که می‌توان به آن اشاره کرد. لی و همکاران [۲۸] اثر پارامترهای مختلف مرتبط در فرآیند ساخت را بر روی خواص فتیله مورد بررسی قرار دادند که شرح کامل در این پژوهش آمده است.

^{۳۵} Kozeny-Carman

^{۳۶} beker

یبهه^{۳۷} [۲۹] یک ساختار دو حفره ای از نیکل در Na_2CO_3 ایجاد کرد. توزیع قطرهای حفره ها برای ساختارهای دو حفره ای و تک حفره ای در شکل (۵-۱) نشان داده شده است. متوسط قطر حفره ها و تراوایی برابر ۱۰ میکرو متر و 10^{-12} مترمربع برای ساختار تک حفره ای و ۲۴ و ۷ میکرو متر و 10^{-12} مترمربع برای ساختار دو حفره ای می باشد. این نمونه از فرایند ساختاری، معقولیت افزایش مغایرت میان اثرات وارونه قطر حفره ها و تراوایی بر روی عملکرد هیدرولیکی ساختار موئینگی را نشان می دهد.



شکل ۵-۱- شماتیکی از فتیله لوله حرارتی [۲۹]

لی و همکارانش [۲۸] رسانایی حرارتی موثر را در حدود 3 W/m.K اندازه گیری کردند. در این اندازه گیری میزان تخلخل برابر ۷۵٪ بوده است. اما مو و همکارانش^{۳۸} [۳۰] این مقدار را برای میزان تخلخل ۵۶٪، 6 W/m.K اندازه گیری کردند. طبق این محاسبات، رسانایی دمایی نیکل که نتیجه ی کاهش موازی فرمولاسیون می باشد، تا مقدار 13 W/m.K افزایش می یابد. این مقدار، خیلی دورتر از مقدار نظری در نظر گرفته شده برای نیکل می باشد (۹۰ W/Mk) و این مورد را میتوان با عدم پیوستگی مواد در هر نقطه از تماس با لایه ی نیکل رسوبی تعریف کرد. علاوه بر این، مو و همکارانش [۳۰]، افزایش قابل توجهی را در رسانایی موثر دمایی از یک محیط متخلخل اشباع با مایع (انتقال از ۶ تا ۸ بدون آب و با آب) در مقایسه با نتیجه موردانتظار از فرمولاسیون، مشاهده کرده اند. نتیجه ی این امر کاهش مقاومت حرارتی تماسی می باشد.

این اثر همچنین توسط ژین و همکارانش^{۳۹} [۳۱] برای یک محیط متخلخل تک توزیعی در نیکل و محیط متخلخل دو حفره ای در نیکل و مس، بدست آمده است. (مخلوط پودر نیکل- مس، قطر نیکل برابر ۲/۵ میکرو متر

^{۳۷} YEH

^{۳۸} MO

^{۳۹} XIN

و قطر مس برابر با ۱۳ میکرو متر) این تحقیق همچنین نشان می‌دهد که رسانایی موثر دمایی در محیط متخلخل دو حفره ای نیکل/مس، بسیار کمتر از محیط تک‌حفره ای در نیکل می‌باشد و هنگامی که غلظت مس افزایش می‌یابد، کاهش خواهد یافت. کاهش در میزان فتیله‌هایی با متالوژی پودری را با استفاده از تشکیل محلول جامد نیکل-مس، تأیید و تصدیق می‌کند.

۱-۴-۶- چگالنده

نقش چگالنده، گرفتن دمایی است که از قسمت منبع حرارتی به سیستم وارد شده است. در بیشتر تحقیقات مشخصات خاصی در جهت بهبود چگالنده‌ها بیان نشده است، و بیشتر به بار حرارتی می‌پردازند. یا به‌طور خاص بعضی از موارد مانند آزمایشات آقای لی [۳۲] که به طراحی دو چگالنده به طور موازی پرداخته است می‌توان اشاره کرد.

۱-۴-۷- خطوط مایع و بخار

ابعاد خط جریان مایع و بخار نیازمند یکسری مشخصات است:

الف) ضخامت دیواره ها وابسته به جنس لوله بوده و باید سازگار با فشار سیال به کار رفته باشد.

ب) طول لوله عموماً تحت تاثیر موقعیت تبخیر کننده و چگالنده می‌باشد.

ج) قطر لوله‌های مایع و بخار در اینصورت تنها پارامترهای قابل تنظیم می‌باشد. در قطرهای بزرگتر، تمایل به کاهش افت فشار در طول LHP دارند. بنابراین، در جریان هدر رفت حرارتی میان تبخیر کننده و چگالنده نداریم و عملکرد LHP بهبود پیدا می‌کند. قطرهایی با ابعاد کوچکتر، پیوستگی بهتری را در LHP ایجاد می‌کند که متناسب با انعطاف پذیری لوله ها و کوچک سازی می‌باشد. در واقع، مخزن بایستی نه تنها حاوی حجمی از چگالنده باشد بلکه حاوی حجمی از خطوط بخار نیز باشد.

۱-۴-۸- نتایج آزمایشگاهی

همانطور که در جدول (۶-۱) در پیوست نشان داده شده است، طرح های مختلفی از توسعه LHPها بیان شده است و طی ۱۰ سال اخیر مورد آزمایش قرار گرفته‌اند. در اینجا مشخص است که هدف اغلب تحقیقات آزمایشگاهی، بررسی عملکرد حرارتی LHPها و یا بررسی رفتارهای حرارتی LHP در زمان شروع کار و یا حین آزمایش می‌باشد.

بعضی از این تحقیقات، اثر پارامترهای مشخص، موقعیت قرارگیری تبخیر کننده و چگالنده و محیط متخلخل بر روی رفتار LHP را آنالیز می‌کنند. بررسی پارامترهای تاثیرگذار بر راندمان LHP، توسط لیونی و همکارانش [۱۱] در این بخش ارائه شده است. تجزیه و تحلیل نتایج بدست آمده از راندمان LHP در شرایط پایدار و مشاهدات مربوط به رفتارهای دینامیکی LHP مانند رفتار آغاز به کار و رفتار نوسانی در این بخش ارائه شده است.

۱-۴-۹- تجهیزات و اندازه گیری

مشخصه‌های عملکردی و رفتار دینامیکی LHP با استفاده از بعضی سنسورهای تعبیه شده بر روی سیستم، تخمین زده می‌شود. جریان حرارتی انتشار یافته با استفاده از عناصر حرارتی، از اندازه گیری های الکتریکی تعیین شده است. در صورتیکه یکی از آنها که به منبع سرد انتقال یافته است، کمتر تخمین زده شده است. استخراج جریان حرارتی توسط کلاتا^{۴۰} و همکارانش [۳۳] با استفاده از اندازه گیری جریان جرمی و تفاوت دمایی جریان ثانوی میان ورودی و خروجی مبدل حرارتی، تخمین زده شد. LHP اصولاً با استفاده از تعدادی ترموکوپل از پیش تعبیه شده، در حد ۵۰ عدد و یا بیشتر از ۷۰ عدد برای تحقیق بر روی چند تبخیر کننده یا چند چگالنده تجهیز می‌شود. به طور متوسط، ۱۰ اندازه گیری دمایی در طول LHP انجام می‌شود. در این مقاله، مشاهدات مختلفی از اندازه گیری دمایی وجود دارد:

^{۴۰} Celata

الف) زمان تکامل دمایی در نقاط مختلف LHP

ب) پروفایل های دمایی در طول LHP برای جریان های مختلف حرارتی

د) دما در مقابل جریان حرارتی در نقاط مختلفی از LHP

مشخص است در آزمایشات خیلی به ندرت اختلاف فشار محاسبه و اندازه گیری شده است. کیمبالا^{۴۱} و همکارانش [۳۴]، از تصاویر رادیوگرافی نترونی برای تصویر سازی توزیع فازی بخار و مایع در طول لوله های LHP استفاده کردند. وانگ و نیکانپور^{۴۲} [۳۵] یک طرح ویژه ی LHP ایجاد کردند تا پنجره ای در اتاقک احتراق ایجاد کنند و FEP لوله ها را با توجه به جریان سیال و تغییرات فازی، تمیز می کند. دی انترومونت و اوکتر برگ^{۴۳} [۳۶] از بوراسکوپ قرار گرفته در اتاق احتراق استفاده کردند تا شرایط دوفازی را در هسته ی تبخیر کننده به تصویر بکشند. لی و همکارانش [۲۸] از تکنولوژی به نام IR استفاده کرده اند تا توزیع دمایی در اجزای در محفظه جریان را رسم کنند. لیونی و مکنی [۳۷] یک LHP ایجاد کردند که به طور ویژه برای پیگیری جریان مایع و بخار در طول LHP طراحی شده است.

در این فصل ، لیستی از ۵۰ LHP رایج در تحقیقات آزمایشگاهی انجام شده بین سال های ۱۹۹۸ تا ۲۰۱۵ ارائه شده است. در ابتدای کار برای طراحی تبخیر کننده های استوانه ای ارجحیت داشته است و در سال های بین ۲۰۰۹-۲۰۱۵ مدل های پیشرفته تری از نوع تخت طراحی و ارائه شده است.

مطابق با پیشرفت علم و افزایش کارایی و جهت فعالیت بیشتر LHP های مینیاتوری به وجود آمد که بیشتر برای خنک کاری تجهیزات الکترونیکی مورد استفاده قرار می گرفت. با بررسی اکثریت تحقیقات دریافتیم که تمرکز اصلی بر روی مقاومت حرارتی LHP ها می باشد.

^{۴۱} Cimbala

^{۴۲} Wang & Nikanpour

^{۴۳} d'Entremont & Ochterbeck

در بررسی های آزمایشگاهی که در مورد LHPها صورت گرفته است توجه خاصی به ارائه اطلاعات در مورد اجزاء سیستم پرداخته شده است که در این فصل به آن پرداخته شده است در صورتی که در مورد چگونگی و معرفی رفتار LHPها برای توسعه آنها صحبتی به میان نیامده است.

و در واقع کمتر در آزمایشات به کاربردهای صنعتی لوله های حرارتی حلقه شده پرداخته شده است که در این پژوهش به بررسی نمونه ای از این سیستم ها با ابعاد و مشخصاتی خاص پرداخته که در مقایسه با کارهای انجام شده یکسری از پیشنهادات مانند جنس بدنه، سیال عامل، استفاده از فین برای قسمت چگالنده و غیره که در پژوهش ها آمده است را تغییر داده و با سازگاری بالا بکار گرفته شده است، که در فصول بعدی به طور مفصل به آن پرداخته می شود.

فصل دوم

لوله‌های حرارتی حلقه شده

لوله های حرارتی حلقه شده:

همانطور که در فصل قبل گفته شد LHPها سیستمهای انتقال حرارت دوفازی با نیروی محرکه موئین می باشند که کارایی و راندمان بالایی دارند بر همین اساس دارای کاربردهای فراوانی نیز می باشند.

۲-۱- کاربردهای لوله های حرارتی حلقه شده

اولین کاربردهای آن، در صنعت فضایی روسیه در سال ۱۹۸۹ اتفاق افتاد. هم‌اکنون، از لوله های گرمایی حلقوی در صنایع فضایی شامل گرانات^{۴۴} روسیه، فضاپیمای اوبزور^{۴۵}، ماهواره های ارتباطی HS ۷۰۲ بوئینگ، ماهواره زیست شناختی FY-۱C چین و ماهواره ICE ناسا استفاده می شود. در ناسا، از لوله های گرمایی حلقوی برای اولین بار در سال ۱۹۹۷ در شاتل فضایی STS-۸۳ و STS-۹۴ استفاده گردید. این نوع لوله های گرمایی، اجزای مهم سیستمهای سرمایش قطعات الکترونیکی می باشند.[۳]

برخی از مهمترین کاربردهای این نوع لوله های گرمایی که توسط میدانیک اعلام گردیده‌اند عبارتند از [۴]:

۱- برنامه ایستگاه فضایی

۲- ماهواره‌های پیشرفته ارتباطی

۳- فضاپیماهای با توان بالا

۴- سیستمهای سرمایش الکترونیکی

۵- مبدلهای بازیافت حرارتی

لوله‌های گرمایی در کاربردهای صنعتی که در زیر می‌آیند به کار برده می‌شوند:

- پیش گرمایش هوای احتراقی جوشاننده

- بازیافت گرمای اتلافی از کوره‌ها

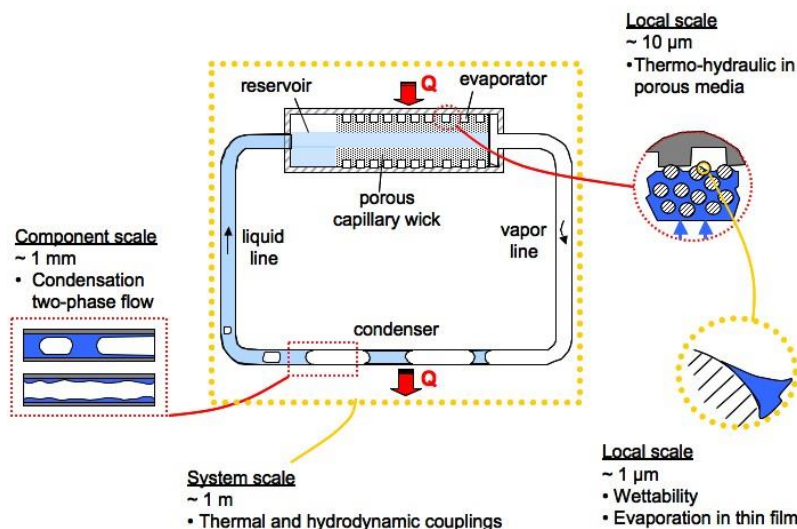
^{۴۴} Granat

^{۴۵} Obzor

- بازیافت گرمای اتلافی از تجهیزات بوزدایی کاتالیزوری
- پیش گرمایش خوراک آب بویلر با بازیافت حرارت اتلافی از گازهای خروجی در لوله‌های گرمایی
- احیای جریان اتلافی
- سیستم‌های گرمایش، تهویه و خنک سازی هوا

۲-۲-۱ اجزاء و سیکل کاری لوله های حرارتی حلقه شده

یک لوله حرارتی حلقه شده، عموماً شامل یک تبخیر کننده^{۴۶}، یک چگالنده^{۴۷}، یک مخزن جبرانی^{۴۸} (ذخیره) و لوله های صاف به منظور انتقال سیال می باشد. بطور کلی، این نوع سیستم‌های تبادل حرارت، به صورت تک فاز یا دوفاز می باشند که در نوع تک فاز، سیال در کل سیکل به صورت مایع و یا گاز می باشند در حالیکه در نوع دو فاز، سیال بین فازهای مایع و بخار در حال تبدیل است. مهمترین عامل در حرکت سیال و انتقال حرارت در انواع دوفازی، گرمای نهان تبخیر سیال در قسمت تبخیر کننده و همچنین ساختار فتیله ای این قسمت می‌باشد. از آنجا که گرمای نهان تبخیر برای سیال بسیار پائین تر از ظرفیت حرارتی محسوس آن می باشد، در نتیجه برای یک سیستم دوفازی، میزان نرخ جریان بسیار پائین تر از یک سیستم تک فازه با همین سیال خواهد بود. [۴]



شکل ۲-۱- شماتیک از مکانیزمهای چند مقیاسی در یک لوله حرارتی حلقه شده [۳]

^{۴۶} Evaporator
^{۴۷} Condenser
^{۴۸} Compensation chamber

جریان حرارتی، به دیواره خارجی تبخیر کننده برخورد نموده و از طریق هدایت به یک ساختار فتیله‌ای متخلخل که تر می‌باشد، انتقال می‌یابد که این ساختار در دیواره داخلی تبخیر کننده قرار دارد. بخش اصلی این جریان حرارتی، در فرآیند تبخیر در سطح فتیله متخلخل باقی مانده و بخش دیگر آن، به روش هدایت و جابجایی از طریق فتیله متخلخل به مخزن ذخیره منتقل می‌گردد. وجود نیروی محرکه موئین (لوله موئین) و گرمای نهان تبخیر در تبخیر کننده و گرمای نهان میعان در چگالنده، از دلایل برقراری جریان حرارتی بین تبخیر کننده و چگالنده می‌باشند. لوله گرمایی حلقوی، به علت بالانس حرارت خالص در مخزن ذخیره، به طور خودکار از نظر حرارتی تنظیم می‌گردد. جریان حرارتی که به روش هدایت و جابجایی از طریق ساختار فتیله‌ای متخلخل به مخزن ذخیره انتقال یافته با مقدار معینی از مایع مادون سرد که به این مخزن می‌آید، جبران می‌شود که این، وابسته به دمای عملکرد LHP می‌باشد. فرآیند تبخیر در سطح فتیله متخلخل در تماس با کانال تبخیر کننده یک قوس^{۴۹} مایع/بخار در فتیله ایجاد می‌نماید. این قوس، یک نیروی موئین ایجاد می‌کند که باعث ایجاد جریان مایع از طریق فتیله متخلخل و از مخزن ذخیره تا تبخیر کننده بدون نیاز به پمپ می‌گردد. در اینجا، حلقه جریان تکمیل می‌گردد [۵].

برای درک این مفهوم، جنس ماده متخلخل موئین بر پایه پودر مس، تیتانیوم و نیکل با شعاع حفره موثر μm ۰٫۷-۱۵ و تخلخل ۷۵-۵۵ ساخته شده. این مواد، به اندازه کافی مقاوم بوده به طوری که این امکان را برای اجرای فرآیند پیچیده مکانیکی با قابلیت ایجاد فشار موئین بسیار بالا با استفاده از سیالهای عامل دما پائین فراهم نموده و همچنین با اکثریت انواع مواد شیمیایی نیز قابل استفاده می‌باشد.

کمینه نمودن طول مسیر حرکت مایع در ساختار محدود شده موئین، تا چندین میلیمتر، از طریق طراحی فتیله تامین می‌گردد که گستردگی آن، مشابه و همانند با ابعاد منطقه تبخیر کننده بوده و به طول کلی دستگاه وابسته نیست. حرکت جریانهای بخار و مایع در فتیله در اصل در جهت شعاعی اتفاق مافتد و دارای یک مشخصه محاسبه کننده می‌باشد که با آن کمان (قوس) تبخیر کنندگی به سمت دیواره در حال گرم شدن معکوس می‌شود.

^{۴۹} Menisci

فاصله تبخیر، که در اینجا توسط یک سیستم دارای انشعابات کانالهای جذب بخار که در مرز فتیله دیواره شکل گرفته است یک تبادل حرارت موثر حتی در حین تبخیر از یک ساختار موئین با حفره‌های کوچک را بطور مطمئن ایجاد می‌کند. بسته به نوع متریال فتیله و سیال عامل، شدت تبادل حرارت در اینگونه نواحی، ممکن است به مقادیر $10,000$ تا $100,000 \frac{W}{m^2K}$ برسد.

در LHP، یک مخزن دوفاز چسبیده به تبخیر کننده وجود دارد که محفظه جبران نام دارد. از این مخزن به منظور تنظیم دمای عملکردی حلقه و سیال عامل آن استفاده می‌گردد. در CPL، این مخزن در خارج از حلقه و چسبیده به خط مایع قرار گرفته که در آنجا، دمای آن را که حلقه نیز در آن عمل می‌نماید، کنترل می‌کند [۶]. طراحی مخزن جبرانی به گونه ای انجام می‌شود که همیشه در آن سیال وجود داشته باشد. این مخزن در اصل، وظیفه کنترل دما و سیال را در حلقه ایفا می‌کند. مثلاً وقتی میزان حرارت گرفته شده پائین باشد، میزان سیال بیشتری در خطوط خواهد بود و برعکس وقتی میزان حرارت بالاتری گرفته شده باشد، میزان سیال کمتری موجود خواهد بود [۳].

به عبارت دیگر، یکی از وظایف این محفظه در LHP تامین مقادیر مختلفی از مایع به علت جابجایی لایه حائل مایع - بخار در چگالنده به علت وجود بارهای حرارتی مختلف می‌باشد. طراحی و ابعاد ناحیه میعان در LHPها ممکن است کاملاً تفاوت داشته باشد که این تفاوت، باعث سهولت در تطابق آن با حالت تبادل حرارت با یک منبع حرارتی بیرونی می‌شود. عمل میعان به عنوان یک اصل در یک سطح (مسیر) صاف و در یک موقعیت تثبیت شده وجود داشته و یک مشخصه از نوع فیلم می‌باشد.

اگر ایجاد یک فیلم امکان پذیر باشد، شدت تبادل حرارت در حین میعان ممکن است به میزان قابل انتظاری افزایش یابد. کاهش در میزان افت فشار در ناحیه آدیاباتیک LHP، با این حقیقت به وجود می‌آید که برای حرکت سیال عامل در اینجا، از یک بخش لوله‌ای جداگانه با دیواره‌های صاف که اثر متقابل حرارتی و ویسکوزیته بین جریانهای موجود بخار و مایع را از بین می‌برد استفاده می‌گردد.

۲-۳- جنس سازه و سیال عامل برای LHP ها

۲-۳-۱- جنس سازه

اصلی ترین مواد سازه‌ای برای ساخت اجزاء بدنه LHP، فولاد ضد زنگ می باشد که قابلیت پذیرش انواع گوناگون جوشکاری خلایی و همچنین استحکام کافی و بالایی را دارا می باشد. نقص این نوع فولاد، هدایت حرارتی نسبتا پائین آن می باشد.

کمترین استفاده از آن در جاهایی است که هدایت حرارتی بیشتر مورد نیاز می باشد اما بطور قابل ملاحظه‌ای دارای پایداری کمتری نسبت به آلیاژهای آلومینیوم می باشد. مس نیز یک متریکال مناسب برای ساخت LHP ها می باشد.

نیکل پودری شده و پودر تیتانیوم، بطور گسترده‌ای در ساخت فتیله مورد استفاده قرار می گیرد. آنها این امکان را فراهم می آورند که ساختار موئین را با اندازه‌های حفره‌های کوچک و با استحکام بالا ایجاد نموده و برای کاربرد تعداد زیادی از سیالات عامل دما پائین مناسب می باشند.

جدول (۲-۱) مشخصه‌های اصلی ساختارهای موئین متخلخل ساخته شده با پودرهای فلزی را نشان می دهد. همچنین نمونه‌های موفق از به کار بردن نمونه های ارزانتر متریکالهای متخلخل پلیمری، سرامیک، مس و فولاد ضد زنگ نیز ارائه شده‌اند. نقش فتیله در این سیستم‌ها در واقع برای افزایش سطح انتقال حرارت و همچنین مشخص نمودن جهت چرخش سیال را بر عهده دارد.

جدول ۲-۱- مشخصات ساختارهای موئین [۳]

Characteristics of capillary structures				
Material	Porosity%	Effective pore radius, μm	Permeability, $\times 10^{-13}$, m^2	Thermal conductivity, w/mk
Nickel	۶۰-۷۵	۰,۷-۱۰	۰,۲-۲۰	۵-۱۰
Titanium	۵۵-۷۰	۳-۱۰	۴-۱۸	۰,۶-۱,۵
Copper	۵۵-۷۵	۳-۱۵	-	-

۲-۳-۲- سیال عامل

انتخاب سیال عامل برای LHPها بر مبنای همان معیارهای مربوط به لوله‌های گرمایی معمولی می‌باشد. هرچند در این ارتباط، می‌بایست مقدار $\frac{dp}{dT}$ حتماً به حساب آید که این مقدار، باید به حد کافی برای اطمینان از آغاز بکار دستگاه در یک اختلاف دمای حداقل بین منطقه تبخیر کننده و مخزن جبرانی مطابق با وضعیت دستگاه، بالا باشد [۳]. باید به این نکته توجه کرد که استفاده از سیال عامل در لوله‌های حرارتی دارای محدودیت‌هایی می‌باشد. انتخاب سیال کاری مناسب با محدود عملکرد دمایی سیستم که تعدادی از این سیال‌ها در جدول (۲-۲) آمده است. برای انتخاب سیال مناسب یکسری از ویژگی‌های را باید در نظر گرفت که به شرح زیر می‌باشند [۴]:

- سازگاری با فتیله و دیواره لوله حرارتی
- هدایت حرارتی بالا
- ویسکوزیته پایین
- کشش سطحی بالا
- قابلیت ترشوندگی فتیله و دیواره لوله
- درجه انجماد مناسب

جدول ۲-۲ انتخاب سیال عامل برای لوله حرارتی [۴]

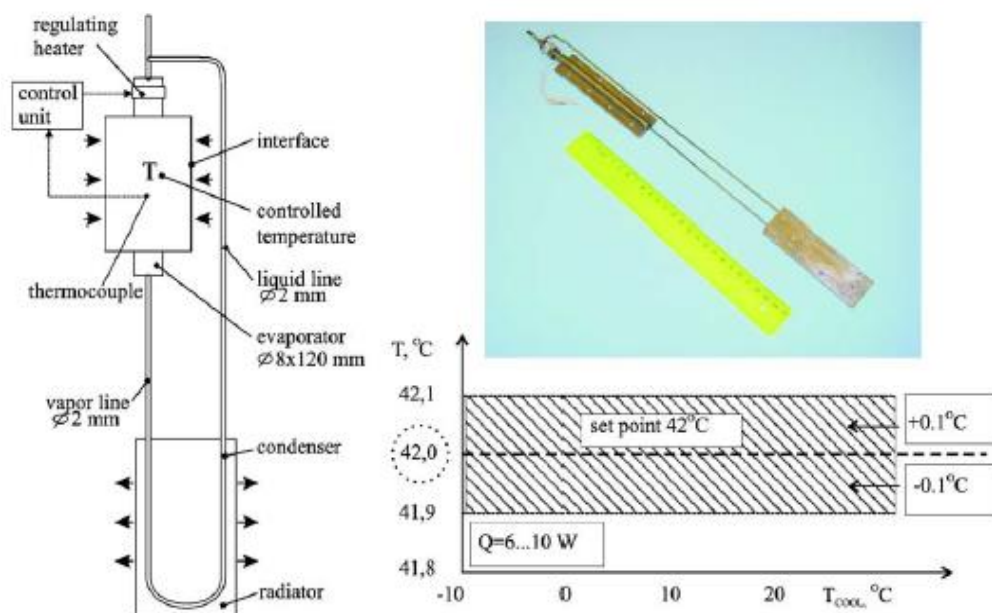
Working fluid	Temperature Range °C	Saturated pressure Bar	Latent heat KJ/Kg	Surface tension N/m	Vapor Density Kg/m ³
Nitrogen	-222-160	0.7-19	205-124	0.009-0.02	3.81-80.9
Ammonia	-60-100	0.3-63	1343-699	0.041-0.005	0.03-54.9
Pentane	-20-120	0.1-14	390-270	0.020-0.007	0.01-25.2
Acetone	0-120	0.1-7	660-43	0.026-0.011	0.03-11.0
Methanol	10-130	0.1-8	1175-920	0.024-0.013	0.12-9.8
Water	30-200	0.1-16	2430-1967	0.071-0.039	0.03-7.9
Thermex	150-350	0.1-5	338-251	0.030-0.010	0.22-19.4
Sodium	600-1200	0.1-9	4243-3577	0.014-0.009	0.01-2.3

۲-۴- انواع لوله‌های حرارتی حلقه شده

انواع کلی لوله‌های حلقه شده که می‌توانند مورد استفاده قرار گیرند عبارتند از [۳۸]:

۲-۴-۱- LHP‌های قابل کنترل

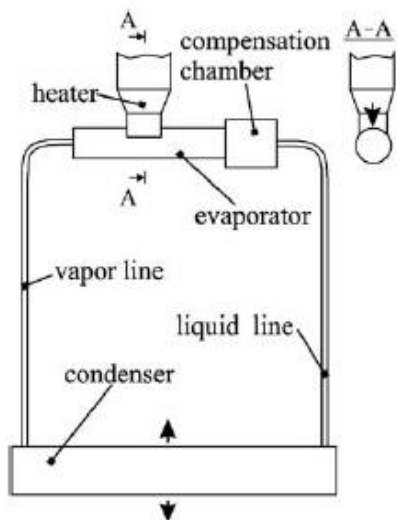
لوله‌های حرارتی حلقه شده که در قسمت تبخیر کننده با قرار دادن یک ترموکوپل دما را کنترل می‌کنند با نام لوله‌های حرارتی حلقه شده قابل کنترل شناخته می‌شوند. در حقیقت تبخیر کننده را در یک دمای خاص نگه می‌دارند که در شکل (۲-۲) آمده است.



شکل ۲-۲- نمایی کلی از یک LHP با کنترل دمایی [۳۸]

۲-۴-۲- LHP‌های دارای شار حرارتی بالا (High Heat Flux LHP)

LHP‌هایی را که در دماهای بالا مورد استفاده قرار می‌گیرند باید دارای فیزیک خاصی باشند و همچنین برای جلوگیری از فشار کاری بالا از محفظه‌های جبران استفاده می‌کنند و در شکل (۲-۳) آمده است

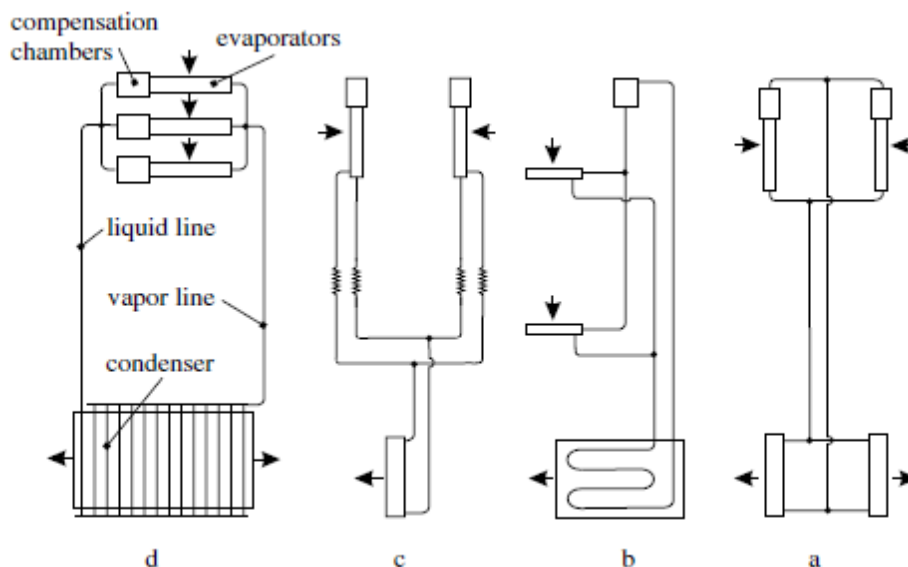


شکل ۲-۳- نمای کلی از یک LHP دارای شار حرارتی بالا در ناحیه تبخیر کننده [۳۸]

۲-۴-۳- LHP های انشعابی

برخی از این دیاگرامهای خطی مختلف از LHP های انشعاب دار در شکل (۲-۵) نشان داده شده‌اند. به صورت

ویژه، یکی از آنها (a)، برای توسعه یک LHP با طول ۱ متر با سیال عامل آمونیاک مورد استفاده قرار گرفت.



شکل ۲-۴- شماتیکی از یک LHP انشعابی [۳۸]

بطور کلی می‌توان بیان داشت که در این نوع LHP، به جای یک منبع حرارتی (تبخیر کننده موئین)، چند منبع حرارتی و به جای یک دفع کننده حرارت (چگالنده)، چند چگالنده خواهد داشت که بطور موازی باهم کار می‌کنند و تنها نکته آن ایناست که این منابع باید باهم برابر باشند.

۲-۴-۴ LHP مینیاتوری

از نظر اندازه، بسیار کوچک شده می‌باشند (با قطر لوله کوچکتر از ۱/۵mm) انواع متداول آن، دارای تبخیر کننده تخت (Flat) با جنس فولاد ضد زنگ و با عامل آب و با شعاع متخلخل کمتر از ۳ میکرون می‌باشند. نوعی از این لوله‌ها از جنس سرامیک نیز وجود دارند [۶].

۲-۵- معادلات حاکم بر لوله های حرارتی

فرضیات حل برای تحلیل دو بعدی به صورت زیر می باشد:

الف) از یک مدل متقارن محوری استفاده می شود.

ب) جریان بخار به صورت آرام و غیر قابل تراکم در نظر گرفته شده.

ج) خواص بخار در دامنه حل ثابت فرض شده اند.

د) ورود و خروج حرارت در دیواره های داخلی و خارجی لوله حرارتی حلقه شده در قسمت های تبخیر کننده و چگالنده به صورت یک تزریق و یک مکش یخار با سرعت یکنواخت در نظر گرفته می شود.

ه) معادلات حاکم در مختصات استوانه ای به کار رفته است.

معادلات حاکم؛ معادلات بقای جرم، مومنتوم، و انرژی برای جریان بخار آرام و تراکم ناپذیر با خواص سیال ثابت در مختصات استوانه ای می باشند [۴].

$$\frac{\partial w_v}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_v) = 0 \quad (1-2)$$

$$\rho_v \left[w_v \frac{\partial w_v}{\partial z} + v_v \frac{\partial w_v}{\partial r} \right] = - \frac{\partial P_v}{\partial z} + \mu_v \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial w_v}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 w_v}{\partial z^2} \right] - \rho_v g \sin \varphi \quad (2-2)$$

$$\rho_v \left[w_v \frac{\partial v_v}{\partial z} + v_v \frac{\partial v_v}{\partial r} \right] = -\frac{\partial P_v}{\partial z} + \mu_v \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_v}{\partial r} \right) - \frac{v_v}{r^2} \frac{\partial^2 v_v}{\partial z^2} \right] - \rho_v g \cos \varphi \quad (3-2)$$

$$\rho_v C_{p,v} \left[w_v \frac{\partial T_v}{\partial z} + v_v \frac{\partial T_v}{\partial r} \right] = -K_v \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_v}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_v}{\partial z^2} \right] \quad (4-2)$$

در معادلات فوق φ زاویه شیب در لوله حرارتی حلقوی ، ρ_v چگالی بخار که بصورت ثابت فرض می شود ، μ_v لزجت دینامیکی و k_v ضریب هدایت حرارتی می باشد.

شرایط مرزی مناسب برای فضای حلقوی که توسط فقری ارائه شده اند به صورت زیر می باشد [۴].

$$w_v(\cdot, r) = v_v(\cdot, r) = \cdot$$

$$w_v(L, r) = v_v(L, r) = \cdot$$

$$w_v(z, R_{vi}) = w_v(z, R_{vo}) = \cdot$$

$$v_v(z, R_{vo}) = v_o(z) = \cdot$$

$$v_v(z, R_{vi}) = v_i(z) \quad , \quad P_v(\cdot, R_{vi} < r < R_{vo}) = \cdot$$

اگر دو انتهای لوله عایق باشد، آنگاه:

$$\frac{\partial T_v}{\partial z}(\cdot, r) = \frac{\partial T_v}{\partial z}(L, r) = \cdot$$

که در آن $L = L_e + L_a + L_c$ می باشد.

همان طور که گفته شد، تبخیر مایع در قسمت اواپراتور و تقطیر بخار در قسمت کندانسور به صورت یک دممش

و مکش یکنواخت در فصل مشترک مایع - بخار و بدون فرض تغییر فاز مدل شده اند. سرعت های دممش و مکش

به صورت زیر می باشند.

$$v_v(z, R_{vi}) = \begin{cases} \pm V_{i,e} & \cdot < z < L_e \\ \cdot & L_e < z < L_e + L_a \\ \mp V_{i,c} & L_e + L_a < z < L \end{cases} \quad (5-2)$$

$$v_v(z, R_{vo}) = \begin{cases} \pm V_{o,e} & \cdot < z < L_e \\ \cdot & L_e < z < L_e + L_a \\ \mp V_{o,c} & L_e + L_a < z < L \end{cases} \quad (6-2)$$

$$V_{i,c} = \frac{\dot{Q}_{i,c}}{\sqrt{\pi} R_i L_c \rho_v h_{fg}} \quad , \quad V_{i,e} = \frac{\dot{Q}_{i,e}}{\sqrt{\pi} R_i L_e \rho_v h_{fg}} \quad (7-2) \text{ و } (8-2)$$

$$V_{o,c} = \frac{\dot{Q}_{o,c}}{\sqrt{\pi} R_o L_c \rho_v h_{fg}} \quad , \quad V_{o,e} = \frac{\dot{Q}_{o,e}}{\sqrt{\pi} R_o L_e \rho_v h_{fg}} \quad (9-2) \text{ و } (10-2)$$

عدد رینولدز شعاعی بر روی دیواره داخلی و خارجی به صورت زیر تعریف می شود [۴]:

$$Re_{o,c} = \frac{\rho_v V_{o,c} R_{v,o}}{\mu_v} \quad (11-2)$$

$$Re_{o,e} = \frac{\rho_v V_{o,e} R_{v,e}}{\mu_v} \quad (12-2)$$

$$Re_{i,c} = \frac{\rho_v V_{i,c} R_{v,i}}{\mu_v} \quad (13-2)$$

$$Re_{i,e} = \frac{\rho_v V_{i,e} R_{v,e}}{\mu_v} \quad (14-2)$$

همان طور که قبلاً اشاره شد، دما در فصل مشترک مایع - بخار در قسمت های اواپراتور و کندانسور به طور

تقریبی از معادله کلاسیوس-کلاپیرون به دست می آید [۴].

$$T_{int} = \frac{1}{\frac{1}{T_{sat}} - \frac{R}{h_{fg}} \ln \frac{P_v}{P_{sat}}} \quad (15-2)$$

که در آن T_{sat} و P_{sat} فشار و دمای اشباع و به عنوان مرجع در نظر گرفته می شوند و R ثابت بخار است.

فصل سوم

توصیف دستگاه آزمایشگاهی

ساخت و تست لوله حرارتی حلقه شده

همان‌طور که در مقدمه گفته شد هدف از انجام این پروژه بررسی تجربی عملکرد لوله حرارتی حلقه شده در یک مبدل بازیافت می‌باشد.

به منظور انجام این کار دستگاه آزمایشگاهی مورد نظر پس از بررسی و انجام محاسبات مرتبط با پیش بینی استفاده از لوله حرارتی حلقه شده به منظور بازیافت حرارت، یک لوله حرارتی حلقه شده بر اساس مطالعات و مروری بر کارهای انجام شده ساخته شده است.

که در ادامه در مورد نحوه ساخت و نحوه انجام آزمایش و تجهیزات مورد استفاده برای اندازه‌گیری و تامین حرارت توضیح داده خواهد شد.

با توجه به موارد مورد استفاده لوله‌های حرارتی حلقه شده، همانگونه که پیش از این نیز به برخی از آنها اشاره گردید، عموماً تاکنون تمامی موارد تحلیل و یا ساخته شده از این نوع دستگاه، با ابعاد کوچک و عموماً از نوع میکرو بوده اند و تلاشهای اندکی به منظور طراحی یا ساخت انواعی با ابعاد بزرگتر صورت پذیرفته است.

در این پژوهش، با توجه به هدف استفاده از این نوع مبدل به منظور بازیافت حرارت از دودکشها، مجبور به انتخاب ابعادی مناسب برای این دستگاه می‌باشیم تا از طریق آن بتوان میزان بار حرارتی بیشتری را وارد تبخیر کننده نموده و نسبت به بازیافت آن با توجه به مفاهیم از پیش بیان شده اقدام نمود.

بار حرارتی برای بازیافت حرارت توسط دستگاه از لوله حرارتی حلقه شده در نظر گرفته شده در اینجا، میزانی بین ۱۸-۲۲ kW در نظر گرفته شده است که منبع تامین آن دود گرم خروجی از یک بخاری می‌باشد.

با استفاده از مطالعات انجام شده و همچنین در نظر گرفتن برخی پارامترها، مقادیر نهایی حاصل از طراحی این دستگاه، مطابق با مطالعات، سیال عامل را در محدوده دمایی آب انتخاب کردیم و جنس لوله‌ها و فتیله را از مس در نظر گرفته‌ایم که در جدول (۱-۳) آمده است.

جدول ۳-۱- مشخصات سیستم

مشخصات دستگاه	
سیال عامل	آب
جنس سازه و لوله ها	مس
تبخیر کننده - از نوع تخت	
درصد تخلخل فتیله	٪ ۶۵-۵۵
ضخامت فتیله	۰/۰۲ متر
حفره های محیط متخلخل	۳-۱۵ میکرومتر
خط جریان مایع	
طول لوله	۰/۶ متر
قطر لوله	۰/۰۹۵۲۵ متر
خط جریان بخار	
طول لوله	۰/۸۵ متر
قطر لوله	۰/۰۹۵۲۵ متر

با توجه به جدول فوق و جمع مقادیر ذکر شده در آن، بدیهی است که با تقسیم کل بار حرارتی ایجاد شده به بار حرارتی به تبخیر کننده دستگاه، تعداد دقیق لوله حرارتی حلقه شده مورد نیاز برای انجام بازیافت حرارت مورد نظر بدست خواهد آمد.

۳-۱- مواد و تجهیزات

۳-۱-۱- لوله

در این آزمایش از لوله مسی تیپ k با دو قطر متفاوت استفاده شده است.

- لوله خط جریان مایع : برای این قسمت لوله مسی با قطر ۰,۹۵۲۵ cm در نظر گرفته شده است که با

عایق EPDM عایق کاری شده است. که در شکل (۳-۱) قابل مشاهده است.

- لوله خط بخار: در این قسمت از لوله مسی با قطر ۰,۹۵۲۵ cm استفاده شده است که این لوله ها مانند خط جریان مایع عایق کاری شده .

در سیستم درکلیه خمها و پیچ ها از اتصالات استفاده شده و هیچگونه خمی صورت نگرفته است. و تمامی اتصالات با استفاده از جوش نقره به هم متصل شده است.

۳-۱-۲- مبدل حرارتی

مبدل حرارتی^{۵۰} دستگاهی است که انرژی حرارتی را از سیالی به سیال دیگر منتقل می کند. سیال ممکن است مایع یا گاز باشد. به این صورت که دو سیال با دمای مختلف را وارد محفظه می کنند و میان آن ها انتقال حرارت صورت می گیرد. کاربرد مبدل حرارتی در پالایشگاه، نیروگاه، موتورخانه ساختمان، یخچال ، سیستم های تهویه مطبوع و... می باشد. این مبدل که در این آزمایش ساخته شده است سیستم کاری مانند اکونومايزرها دارد. به این شکل که در قسمت اواپراتور برای تامین گرما از دود گرم خروجی استفاده می شود. اکونومايزر^{۵۱} یک مبدل حرارتی است که آب تغذیه از میان آن عبور داده شده و از حرارت گازهای داغ خروجی برای گرم کردن این آب استفاده می شود. بدین ترتیب، آب تغذیه با دمای بالاتری به درون بویلر فرستاده شده و انرژی کمتری را برای تبخیر جذب می کند.

لذا در این حالت، با یک مقدار انرژی مشخص، می توان آبگرم و یا بخار بیشتری را تولید کرد. نتیجه ی این امر افزایش در راندمان بویلر است. به طور کلی، یک افزایش ۱۰ درجه ی سلسیوسی در دمای آب تغذیه، باعث افزایش ۲ درصدی راندمان می شود. گازهای داغی که از درون بویلر و سوپرهیتر عبور می کنند، در زمان خروج همچنان داغ می باشند.

^{۵۰} Heat exchanger

^{۵۱} Economizer

لذا می توان از انرژی حرارتی موجود در این گازها، برای افزایش راندمان بویلر استفاده کرد. برای این منظور، گازهای داغ را از درون اکونومایزر عبور می دهند.

۳-۱-۳- سنسور های ثبت دما

سنسور های مقاومتی RTD^{52} یکی از متداول ترین نوع سنسور برای اندازه گیری دما می باشند. $PT100$ یک نوع پر کاربرد از سنسورهای مقاومتی هستند که در این آزمایش مورد استفاده قرار گرفته اند. این سنسورها در هر دو نوع ساده (برای اندازه گیری دمای سطح و محیط) و غلاف دار (اندازه گیری دمای ورودی و خروجی) استفاده شده اند. از یک عدد ترمومتر و یک عدد کلید سلکتور برای ثبت دما استفاده شده است.

۳-۱-۴- سیال عامل

سیال عامل مورد استفاده ما در این آزمایش آب می باشد. مزیت استفاده از آب ، در دما های بالاتر و حداکثر تا $180^{\circ}C-100$ می باشد. وقتی سیال عامل مورد استفاده آب باشد، باید حتما این موضوع را در ذهن داشت که از انجماد آن جلوگیری گردد زیرا خطر بسته شدن و از بین رفتن دستگاه وجود دارد. میزان پرشدگی ما در قسمت تبخیر کننده حدود 90% و در کل سیستم 35% می باشد.

۳-۱-۶- تبخیر کننده

در این سیستم ما از تبخیر کننده از نوع تخت استفاده کرده ایم. مطابق شکل در قسمت سمت راست ورودی خط جریان مایع ما به تبخیر، و در قسمت چپ خروجی خط جریان بخار قرار دارد. در داخل تبخیر در قسمت بالا از محفظه جبران برای تامین سیال کاری تبخیر استفاده شده و در قسمت پایین فتیله استفاده کرده ایم. ابعاد قسمت تبخیر کننده $V = 0.15 * 0.15 * 0.15$ می باشد

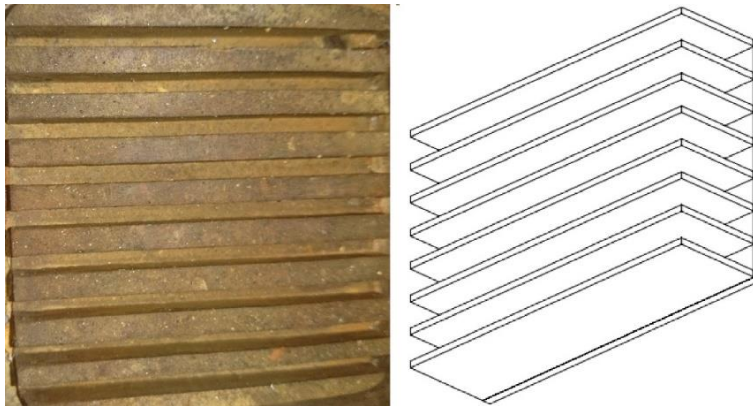
⁵² Resistance Temperature Dector



شکل ۳-۱- نمایی از تبخیر کننده طراحی و ساخته شده

۳-۱-۶-۱- فتیله

همانطور که در جدول ۳-۱ گفته شد جنس فتیله ما از مس بوده که روش تولید این متال فوم متالوژی پودر می باشد. همانطور که در شکل (۳-۳) مشاهده می شود فتیله به شکل شانه ای می باشد. درصد تخلخل ما ۶۵٪- ۵۵ می باشد.



شکل ۳-۲- محیط متخلخل در قسمت تبخیر کننده

۳-۱-۷- چگالنده

چگالنده وسیله ای است که توسط فین وظیفه خنک سازی سیال عامل یا همان تبدیل بخار به مایع را بر عهده دارد. در قسمت سمت راست چگالنده خط خروجی جریان مایع قرار دارد و در قسمت سمت چپ خط ورودی جریان بخار قرار دارد.



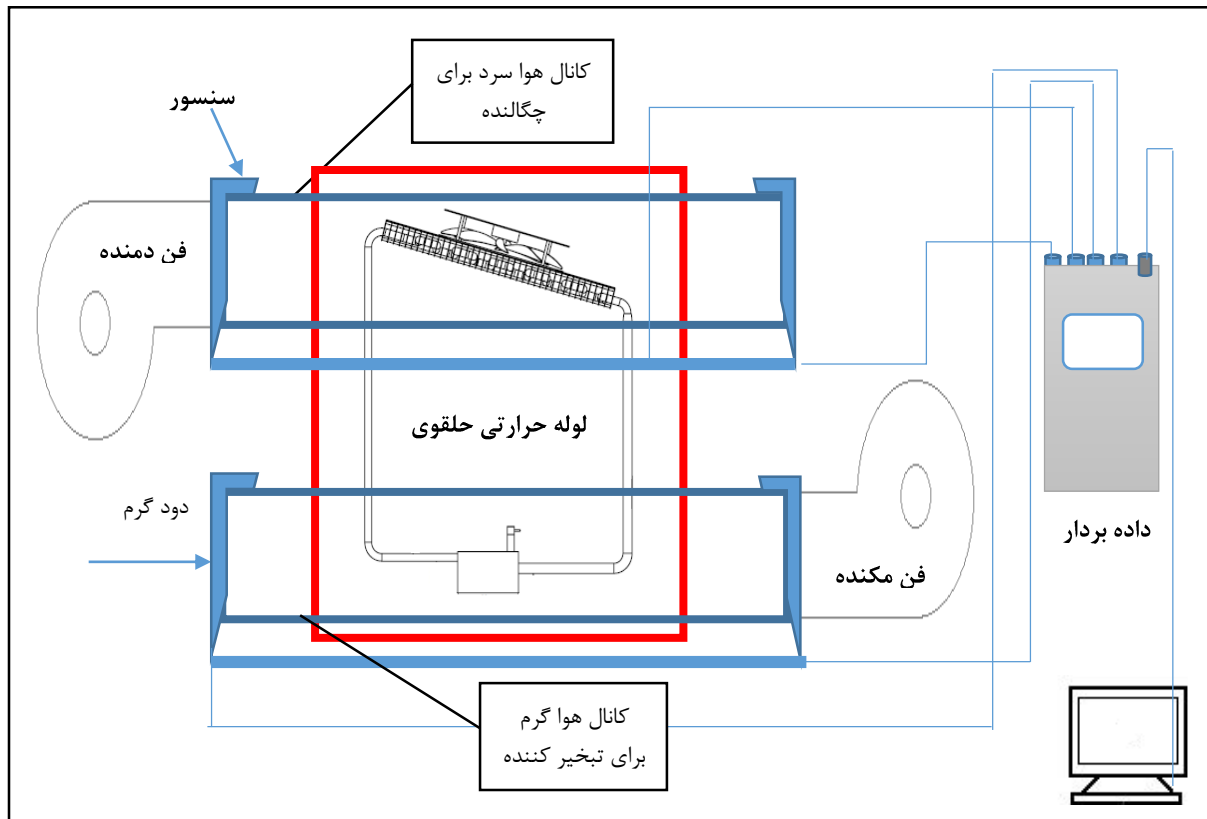
شکل ۳-۳- فین های قسمت چگالنده

۲-۳- ساخت و آماده سازی وسیله آزمایشگاهی

۱-۲-۳- ساخت دستگاه

در شکل (۳-۵) شماتیکی از سیستم طراحی و ساخته شده برای انجام تحقیقات و آزمایشات نشان داده شده

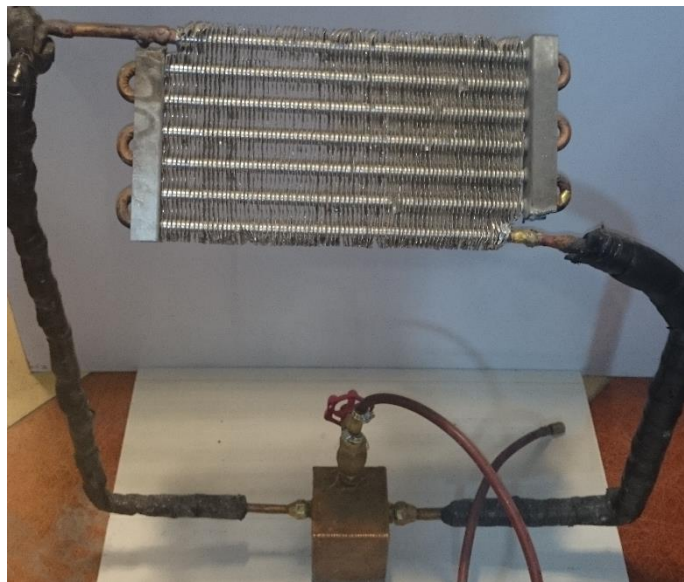
است.



شکل ۳-۴- شماتیک مدل ساخته شده

این مدل شامل یک حلقه می باشد به شکلی که در قسمت پایین این سیستم تبخیر کننده قرار دارد (اوپراتور) و دو خط جریان مایع و بخار به صورت آدیاباتیک به قسمت چگالنده در قسمت بالایی سیستم منتقل شوند. جنس لوله های مسی انتخاب شده اند تا بتوان حداکثر انتقال حرارت هدایتی را در تبخیر کننده و چگالنده داشت. تمامی اتصالات بوسیله خمیر کف آبندی شده اند در نتیجه این سیستم یک لوله حرارتی حلقه شده چرخه بسته^{۵۳} است. که بوسیله یک شیر سوزنی مخصوص خلا متصل شد که این شیر ارتباط بین سیستم خلا و لوله حرارتی را تأمین می کند.

توان حرارتی مورد نیاز قسمت تبخیر کننده توسط دود گرم خروجی از یک بخاری تأمین می گردد. به این شکل دود خروجی بوسیله یک کانل که در انتهای آن یک فن مکنده قرار دارد تأمین می شود. کانال بوسیله عایق کاملاً عایق بندی شده بدین ترتیب بدرستی می توان فرض کرد که تمام حرارت به لوله حرارتی منتقل می شود و اتلافات بسیار ناچیز است، در دو قسمت ابتدایی و انتهایی کانال دود گرم دو سنسور برای اندازه گیری مقدار توان ورودی به تعبیه شده است. از اینرو می توان، توان ورودی به لوله حرارتی را دقیقاً محاسبه نماییم.



شکل ۳-۷- سیستم طراحی شده و ساخته شده در حالت خارج از کانال

^{۵۳}. Closed loop pulsating heat pipe (CLPHP)

برای ایجاد قسمت آدیباتیک نیز از عایق حرارتی استفاده کردیم که بطور کامل لوله ها را در بر بگیرد و احتمال هر گونه اتلاف را از طریق این قسمت به حداقل رساند و فرض آدیباتیک بودن به واقعیت نزدیک تر شود . قسمت چگالنده نیز شامل یک کویل با فین های منظم می باشد که در وسط یک کانال قرار دارد که بوسیله یک فن هوای سرد به داخل کانال و در تماس با کویل فرستاده میشود و عملیات چگالش صورت می گیرد بدنه کانال بوسیله عایق برای جلوگیری از هدر رفتن حرارت عایق بندی شده اند. مانند قسمت تبخیر شونده دو سنسور برای ثبت دما قرار دارد.

در زمان پر کردن لوله ها از سیال عامل باید مطمئن شد که هیچ گونه هوایی در سیال عامل و سیستم باقی نمانده باشد. زیرا هوای محلول در سیال عامل خواص هیدرودینامیکی جریان دوفاز را دستخوش تغییر می کند. از طرفی با خلا کردن سیستم ، فشار کاری کاهش یافته و عملکرد سیستم ، با افزایش تعداد و سرعت نوسانات بهبود می یابد. بنابراین باید مقدار هوای موجود در سیستم حداقل باشد برای تخلیه هوای سیستم و پر کردن آن یک سیستم خلا متشکل از پمپ خلا، اتصالات، شیلنگ ها و شیرهای مخصوص ساخته و بکار گرفته شد. از یک گیج آنالوگ برای اندازه گیری و کنترل میزان خلا ایجاد شده استفاده گردید . این سیستم توانایی ایجاد خلا تا فشار 10^{-1} bar را دارد . بعد از هر بار آزمایش لوله ها بطور کامل از سیال عامل تخلیه شد و برای هر آزمایش دوباره پر شدند.

۳-۲-۲- آزمایش های انجام شده

بعد از پر کردن بلافاصله آزمایش ها شروع می شدند. از آب مقطر بعنوان سیال عامل استفاده شد. با پر شدگی معین تبخیر کننده با توان حرارتی ورودی متغییر، به ازای هر توان ورودی، دماهای سیستم تا رسیدن به حالت پایدار ثبت گردید که بدین ترتیب با معلوم بودن توان ورودی دمای تبخیر کننده و دمای چگالنده مقاومت حرارتی هر واحد اندازه گیری و محاسبه شد. زمان رسیدن به حالت پایدار بین ۵-۲ دقیقه تغییر می کرد. دماهای تبخیر کننده و قسمت لوله های خط جریان با استفاده از سنسور ها ثبت گردیدند و همچنین حرارت های ورودی

به سیستم مورد آزمایش، شامل حرارت‌های 18 kW و 26 kW و 34 kW و 40 kW می‌باشند. همچنین از فن‌هایی با دور موتور مختلف برای ایجاد دبی‌های مختلف در کانال تبخیر کننده استفاده شده است.

۳-۳- نتایج آزمایش‌ها

بعد از اینکه پرشدگی خاص تبخیر کننده لوله حرارتی حلقوی از سیال عامل مورد نظر پر شد، دماهای مربوط به چگالنده و تبخیر کننده اندازه‌گیری و ثبت گردید. همانطور که گفته شد اساس کار این وسیله بر پایه نوسانات سیال عامل داخل لوله‌ها از قسمت تبخیر کننده به چگالنده استوار است بنابراین این سیستم هیچگاه بطور کامل به حالت پایدار نمی‌رسد. بعد از گذشت مدت زمانی از شروع عملکرد سیستم دماها به ازای یک توان ورودی خاص به یک مقدار متوسط میل می‌کردند که این مقدار را از میانگین‌گیری زمانی دماهای ثبت شده بدست می‌آید و این مقدار بعنوان مقدار متوسط برای محاسبه مقاومت حرارتی استفاده می‌شود. مقاومت حرارتی در واقع اختلاف بین دمای متوسط تبخیر کننده T_e و چگالنده T_c ، تقسیم بر توان ورودی است.

فصل چهارم

نتایج و بحث

در این فصل به بررسی و نتیجه گیری داده های تجربی می پردازیم، ابتدا بر اساس روابط و شرایط موجود، لوله حرارتی حلقه شده را ساخته و در شرایط مختلف عملیاتی نیز مورد بررسی قرار گرفته و در نهایت با مقایسه با بین شرایط مختلف، و همچنین مقایسه بین دو حالت در حضور فتیله و عدم حضور فتیله بهترین شرایط عملکرد لوله های حرارتی حلقه شده را به دست می آوریم.

۴-۱- داده های به دست آمده از آزمایش ها:

داده های به دست آمده از آزمایش ها برای میزان حرارت های ورودی ۱۸ kw و ۲۶ kw و ۳۴ kw و ۴۰ و نیز در گستره سرعت های (m/s) ۱/۴ تا ۴/۵ (m/s) که در جداول زیر آمده است.

جدول ۴-۱: داده های بدست آمده در ۱۸ کیلو وات حرارت در بخش تبخیر کننده با حضور فتیله

$T_{c,in}$ [°C]	$T_{C,out}$ [°C]	$T_{e,in}$ [°C]	$T_{e,out}$ [°C]	سرعت های ورودی کانال تبخیر کننده بر حسب متر بر ثانیه
۲۷	۴۵	۱۱۸	۷۹	۱/۴
۲۷	۴۴	۱۰۹	۷۹	۱/۹
۲۷	۴۱	۱۰۳	۷۷	۲/۳
۲۷	۳۸	۹۹	۷۷	۳/۳
۲۷	۳۷	۹۶	۷۷	۴
۲۷	۳۶	۹۵	۷۷	۴/۵

جدول ۴-۲: داده های بدست آمده در ۲۶ کیلو وات حرارت در بخش تبخیر کننده با حضور فتیله

$T_{c,in}$ [°C]	$T_{C,out}$ [°C]	$T_{e,in}$ [°C]	$T_{e,out}$ [°C]	سرعت های ورودی کانال تبخیر کننده بر حسب متر بر ثانیه
۲۷	۵۰	۱۴۸	۱۰۱	۱/۴
۲۷	۴۹	۱۴۵	۹۴	۱/۹
۲۷	۴۸	۱۴۳	۹۱	۲/۳
۲۷	۴۸	۱۴۱	۸۸	۳/۳
۲۷	۴۷	۱۳۹	۸۷	۴
۲۷	۴۶	۱۳۸	۸۵	۴/۵

جدول ۳-۴: داده های بدست آمده در ۳۴ کیلو وات حرارت در بخش تبخیر کننده با حضور فتیله

$T_{C,in}$ [°C]	$T_{C,out}$ [°C]	$T_{e,in}$ [°C]	$T_{e,out}$ [°C]	سرعت های ورودی کانال تبخیر کننده بر حسب متر بر ثانیه
۲۷	۵۳	۱۶۷	۱۱۰	۱/۴
۲۷	۵۰	۱۵۵	۱۰۸	۱/۹
۲۷	۴۶	۱۵۰	۱۰۵	۲/۳
۲۷	۴۵	۱۴۵	۱۰۴	۳/۳
۲۷	۴۵	۱۳۸	۱۰۳	۴
۲۷	۴۵	۱۳۱	۱۰۱	۴/۵

جدول ۴-۴: داده های بدست آمده در ۴۰ کیلو وات حرارت در بخش تبخیر کننده با حضور فتیله

$T_{C,in}$ [°C]	$T_{C,out}$ [°C]	$T_{e,in}$ [°C]	$T_{e,out}$ [°C]	سرعت های ورودی کانال تبخیر کننده بر حسب متر بر ثانیه
۲۷	۶۴	۱۷۸	۱۱۶	۱/۴
۲۷	۶۱	۱۷۰	۱۱۰	۱/۹
۲۷	۵۵	۱۶۸	۱۰۸	۲/۳
۲۷	۵۰	۱۶۲	۱۰۳	۳/۳
۲۷	۴۹	۱۵۷	۱۰۲	۴
۲۷	۴۸	۱۵۱	۱۰۱	۴/۵

همانطور که در جداول بالا دیده می شود، گستره سرعت هوای گرم در قسمت تبخیر کننده بین ۱,۴ تا ۴,۵ $\frac{m}{s}$ می باشد، زیرا برای شارهای حرارتی بالا (۳۴ kw و ۴۰ kw) از انجام آزمایش در سرعت پایین به خاطر افزایش بیش از حد دما صرفه نظر شده است. بدلیل اینکه لوله حرارتی حلقه شده با لوله های مسی برای کار زیر دمای کمتر از ۲۵۰ درجه سانتی گراد مناسب می باشند.

به خاطر کاهش توان دمنده محوری با کاهش دور، در این سری آزمایش ها از حداکثر دور دمنده محوری برای تولید جریان استفاده شده است. سرعت جریان هوای ورودی و خروجی به چگالنده در بیشترین سرعت دمنده پروانه ای بترتیب $۳\left(\frac{m}{s}\right)$ و $۲\left(\frac{m}{s}\right)$ می باشد.

۲-۴- بازده لوله حرارتی حلقه شده ساخته شده:

برای تعریف بازده یا راندمان ϵ ، ابتدا نرخ انتقال حرارت ماکزیمم (q_{max}) تعریف می‌شود که عبارت است از میزان حرارت انتقال یافته به صورت تئوری، که با این رابطه بیان می‌شود [۳۹]:

$$q_{max} = C_{P,min}(T_{e,i} - T_{c,i}) \quad (۱-۴)$$

به طوری که C_{min} ، کمترین مقدار ظرفیت گرمایی در بین جریان‌های گرم و سرد می‌باشد. راندمان به صورت نرخ انتقال حرارت واقعی به حداکثر نرخ انتقال حرارت ممکن تعریف می‌شود:

$$\epsilon = \frac{q_{act}}{q_{max}} \quad (۲-۴)$$

$$\epsilon = \frac{C_e(T_{e,in} - T_{e,out})}{C_{min}(T_{e,in} - T_{c,in})} \quad (۳-۴)$$

$$\epsilon = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{e,in} - T_{c,in})} \quad (۴-۴)$$

$$C_{min} = (\dot{m}C_p)_{min}, \quad C_e = (\dot{m}C_p)_e, \quad C_c = (\dot{m}C_p)_c \quad (۵-۴)$$

برای حرارت جذب شده در قسمت تبخیر کننده از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$Q = \dot{m}_e C_{P,e}(T_{e,in} - T_{e,out}) \quad (۶-۴)$$

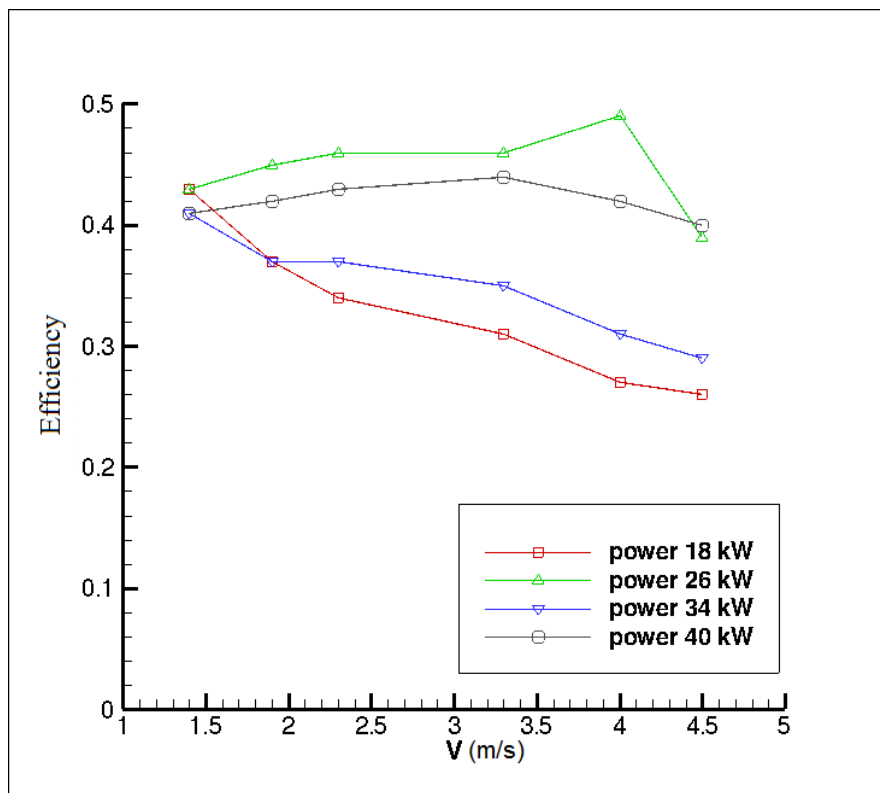
و نیز برای حرارت دفع شده در قسمت چگالنده از رابطه زیر استفاده می‌شود:

$$Q = \dot{m}_e C_{P,c}(T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (۷-۴)$$

نتایج حاصل از تغییرات بازده بر حسب سرعت هوا در بخش تبخیر کننده در توانهای ثابت در جدول و شکل نشان داده شده است.

جدول ۴-۵: تغییرات بازده بر حسب سرعت هوا در بخش تبخیر کننده در حرارت های ورودی ثابت (با حضور فتیله)

سرعت های ورودی کانال تبخیر کننده بر حسب متر بر ثانیه	بازده ۱۸ کیلو وات	بازده ۲۶ کیلو وات	بازده ۳۴ کیلو وات	بازده ۴۰ کیلو وات
۱/۴	۰,۴۳	۰,۴۳	۰,۴۱	۰,۴۱
۱/۹	۰,۳۷	۰,۴۵	۰,۳۷	۰,۴۲
۲/۳	۰,۳۴	۰,۴۶	۰,۳۷	۰,۴۳
۳/۳	۰,۳۱	۰,۴۶	۰,۳۵	۰,۴۴
۴	۰,۲۷	۰,۴۹	۰,۳۱	۰,۴۲
۴/۵	۰,۲۶	۰,۳۹	۰,۲۹	۰,۴۰



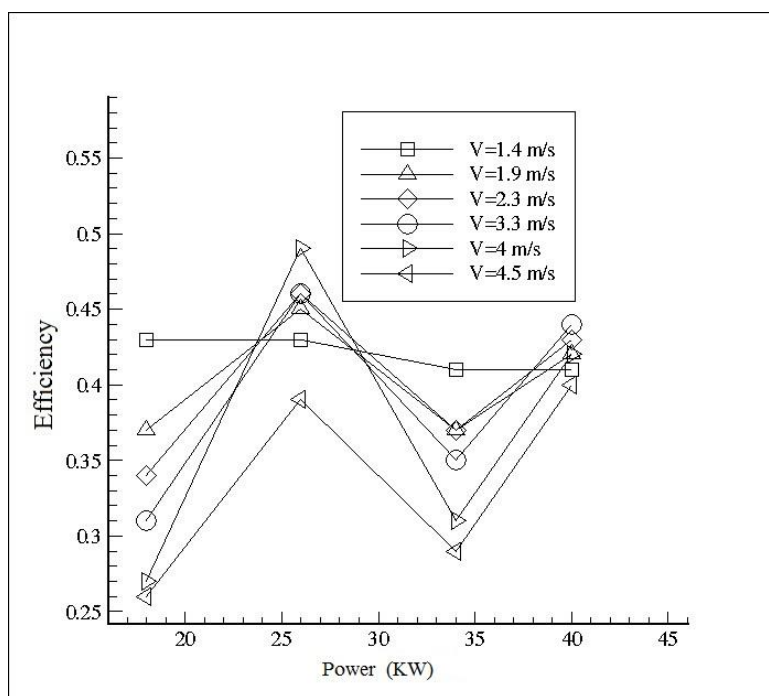
شکل ۴-۱: تغییرات راندمان سیستم در حضور فتیله بر حسب سرعت هوا در کانال تبخیر کننده در حرارت های ورودی به تبخیر کننده

با توجه به جدول (۴-۵) و شکل (۴-۱) نتیجه می شود که در حرارت های ورودی به بخش تبخیر کننده در حضور فتیله با افزایش سرعت، بازده تا جایی که سیال مینیمم، سیال گرم است کاهش می یابد. و پس از اینکه

سیال سرد جایگزین سیال مینیمم می شود بازده افزایش می یابد. لازم به توضیح است در ادامه نتایج به دست آمده در این تحقیق با نتایج بدست آمده از همین نوع سیستم در زمان عدم حضور فتیله مقایسه می شود. نتایج حاصل از تغییرات بازده بر حسب تغییرات دمای ورودی به تبخیر کننده و در سرعت های ثابت در جدول (۴-۶) و شکل (۴-۲) نشان داده شده است.

جدول ۴-۶: تغییرات بازده بر حسب دمای ورودی به تبخیر کننده در سرعت های ثابت

بازده در سرعت ۴,۵ متر بر ثانیه	بازده در سرعت ۴ متر بر ثانیه	بازده در سرعت ۳,۳ متر بر ثانیه	بازده در سرعت ۲,۳ متر بر ثانیه	بازده در سرعت ۱,۹ متر بر ثانیه	بازده در سرعت ۱,۴ متر بر ثانیه	حرارت منبع گرم کن
۰,۲۶	۰,۲۷	۰,۳۱	۰,۳۴	۰,۳۷	۰,۴۳	۱۸
۰,۳۹	۰,۴۹	۰,۴۶	۰,۴۶	۰,۴۵	۰,۴۳	۲۶
۰,۲۹	۰,۳۱	۰,۳۵	۰,۳۷	۰,۳۷	۰,۴۱	۳۴
۰,۴۰	۰,۴۲	۰,۴۴	۰,۴۳	۰,۴۲	۰,۴۱	۴۰



شکل ۴-۲: تغییرات بازده سیستم در حضور فتیله بر حسب حرارت ورودی در بخش تبخیر کننده در سرعت ثابت

باتوجه به جدول (۴-۶) و شکل (۴-۲) نتیجه می شود که در سرعت های ثابت ورودی به بخش تبخیر کننده با افزایش حرارت ورودی تا ۳۰ کیلو وات، بازده افزایش می یابد ولی از این توان به بالا بازده با شیب متوسطی رو

به کاهش پیش می رود. و همچنین در سرعت های پایین تغییرات کمتری را در بازه شاهد هستیم که دلیل این اتفاق می تواند کم شدن اتلاف انرژی باشد.

۳-۴- مقایسه سیستم بین دو حالت تبخیر کننده در حضور فتیله و عدم حضور فتیله

در جداول (۷-۴) تا (۱۰-۴) و شکل های (۳-۴) تا (۲۹-۴) نتایج مربوط به دماهای خروجی از دو بخش چگالنده و تبخیر کننده سیستم به دو حالت حضور و عدم حضور فتیله آمده است. که هر دو حالت سیستم در شرایط یکسان با یکدیگر مقایسه شده است.

جدول ۷-۴: داده های بدست آمده در ۱۸ کیلو وات حرارت در بخش تبخیر کننده در عدم حضور فتیله

$T_{c,in}$ [°C]	$T_{C,out}$ [°C]	$T_{e,in}$ [°C]	$T_{e,out}$ [°C]	سرعت های ورودی کانال تبخیر کننده بر حسب متر بر ثانیه
۲۷	۳۴	۱۱۷	۱۰۱	۱/۴
۲۷	۳۳	۱۰۸	۱۰۱	۱/۹
۲۷	۳۲	۱۰۶	۱۰۰	۲/۳
۲۷	۳۱	۱۰۵	۹۹	۳/۳
۲۷	۳۱	۱۰۵	۹۹	۴
۲۷	۳۰	۱۰۳	۹۸	۴/۵

جدول ۸-۴: داده های بدست آمده در ۲۶ کیلو وات حرارت در بخش تبخیر کننده در عدم حضور فتیله

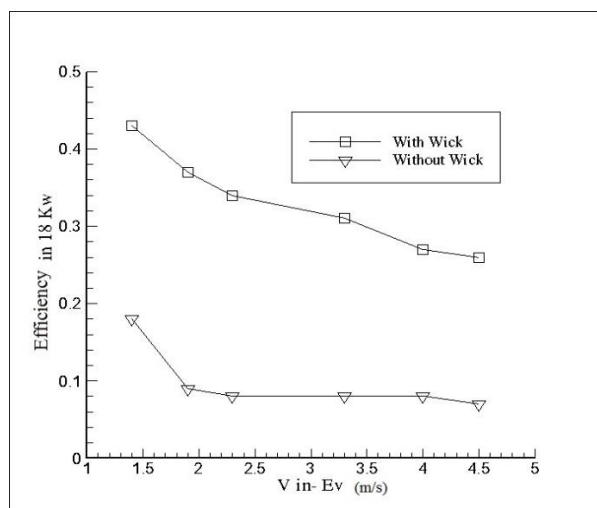
$T_{c,in}$ [°C]	$T_{C,out}$ [°C]	$T_{e,in}$ [°C]	$T_{e,out}$ [°C]	سرعت های ورودی کانال تبخیر کننده بر حسب متر بر ثانیه
۲۷	۳۸	۱۴۵	۱۲۶	۱/۴
۲۷	۳۷	۱۴۳	۱۲۲	۱/۹
۲۷	۳۷	۱۴۲	۱۲۰	۲/۳
۲۷	۳۶	۱۴۱	۱۱۸	۳/۳
۲۷	۳۶	۱۴۰	۱۱۸	۴
۲۷	۳۵	۱۳۸	۱۱۷	۴/۵

جدول ۴-۹: داده های بدست آمده در ۳۴ کیلو وات حرارت در بخش تبخیر کننده در عدم حضور فتیله

$T_{c,in}$ [°C]	$T_{C,out}$ [°C]	$T_{e,in}$ [°C]	$T_{e,out}$ [°C]	سرعت های ورودی کانال تبخیر کننده بر حسب متر بر ثانیه
۲۷	۳۶	۱۶۷	۱۴۹	۱/۴
۲۷	۳۶	۱۶۱	۱۴۳	۱/۹
۲۷	۳۵	۱۵۹	۱۴۲	۲/۳
۲۷	۳۳	۱۵۴	۱۴۰	۳/۳
۲۷	۳۳	۱۵۰	۱۳۹	۴
۲۷	۳۱	۱۴۷	۱۳۷	۴/۵

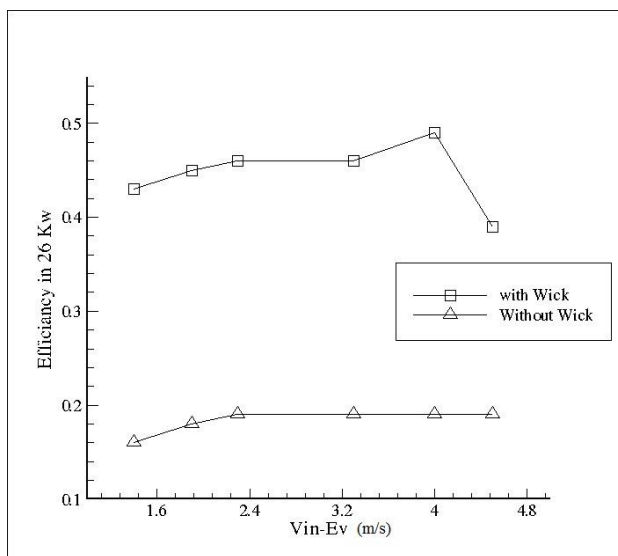
جدول ۴-۱۰: داده های بدست آمده در ۴۰ کیلو وات حرارت در بخش تبخیر کننده در عدم حضور فتیله

$T_{c,in}$ [°C]	$T_{C,out}$ [°C]	$T_{e,in}$ [°C]	$T_{e,out}$ [°C]	سرعت های ورودی کانال تبخیر کننده بر حسب متر بر ثانیه
۲۷	۳۶	۱۶۷	۱۴۹	۱/۴
۲۷	۳۶	۱۶۱	۱۴۳	۱/۹
۲۷	۳۵	۱۵۹	۱۴۲	۲/۳
۲۷	۳۳	۱۵۴	۱۴۰	۳/۳
۲۷	۳۳	۱۵۰	۱۳۹	۴
۲۷	۳۱	۱۴۷	۱۳۷	۴/۵

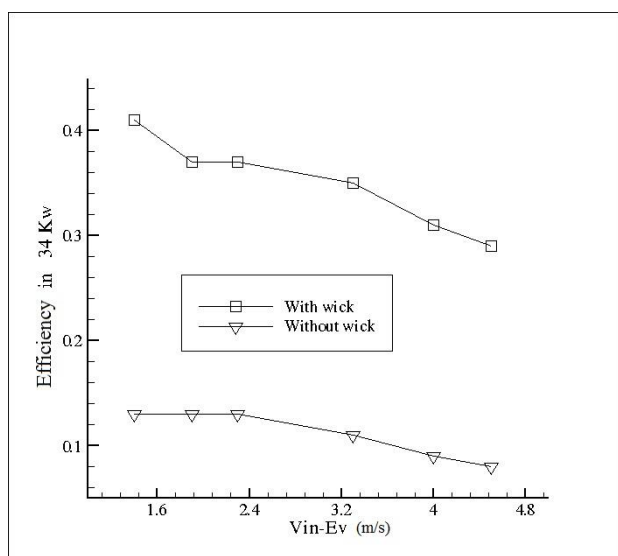


شکل ۴-۳: تغییرات بازده دو حالت مورد آزمایش بر حسب سرعت هوا در کانال تبخیر کننده در ۱۸ کیلووات

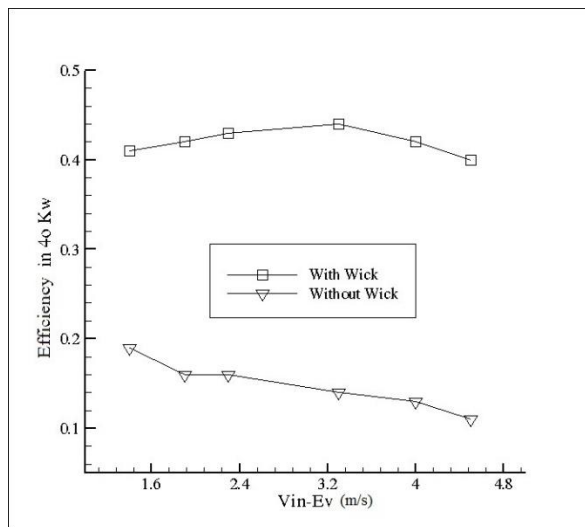
در شکل (۳-۴) همانطور که مشخص است با افزایش سرعت هوای گرم در کانال تبخیر کننده ، راندمان سیستم رو به کاهش است و در حالت عدم حضور فتیله با افت شدید راندمان روبرو هستیم به این دلیل که ما در این حالت سطح انتقال حرارت کمتری نسبت به حالت حضور فتیله داریم و همچنین واضح است در این حالت موئینگی کمتری در سیستم وجود دارد که این دلایل خود باعث کارکرد ضعیف سیستم خصوصا در توان های ورودی پایین می باشد.



شکل ۴-۴: تغییرات بازده دو حالت (با وبدون فتیله) بر حسب سرعت هوا در تبخیر کننده در حرارت ورودی ۲۶ کیلووات

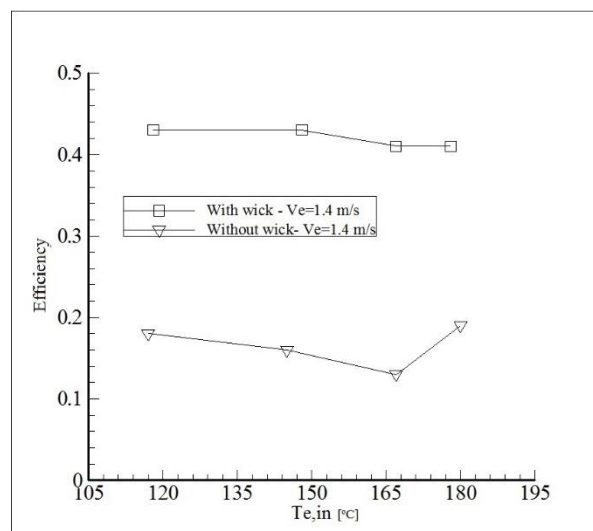


شکل ۴-۵: تغییرات بازده دو حالت (با وبدون فتیله) بر حسب سرعت هوا در تبخیر کننده در حرارت ورودی ۳۴ کیلووات

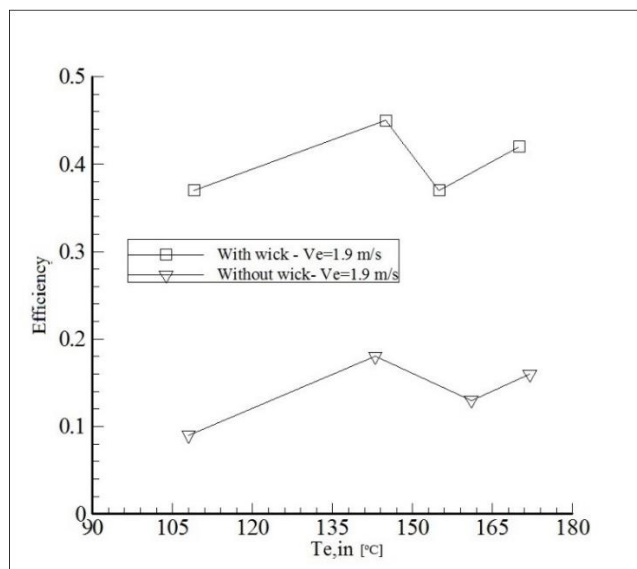


شکل ۴-۶: تغییرات بازده دو حالت (با وبدون فتیله) بر حسب سرعت هوا در تبخیر کننده در حرارت ورودی ۴۰ کیلووات

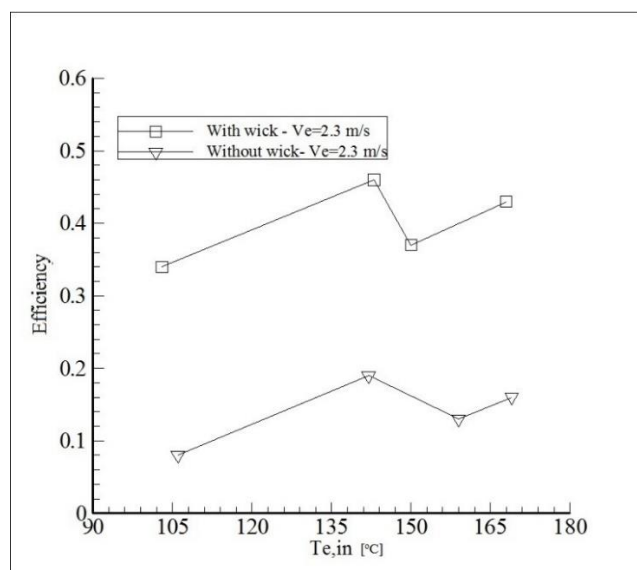
همانطور که در شکل های (۳-۴) تا (۶-۴) مشخص است در حرارت های ورودی کم با افزایش سرعت ، سازگاری بین داده ها افزایش می یابد ولی در مجموع در سیستم های بدون فتیله شروع راه اندازی تقریباً دوبرابر حالت با فتیله طول می کشد و همانطور که مشخص است تقریباً بازده نصف می شود. در شکل (۶-۴) می بینید که در سرعت های پایین و در حرارت ورودی ۴۰kw دو حالت دارای نزدیکترین راندمان به هم می باشند و هرچه این شرایط یعنی سرعت ها کمتر و حرارت های ورودی افزایش یابد راندمان دو حالت سیستم به یکدیگر نزدیک تر می شود، چون اصل اختلاف ما در این دو حالت در مراحل راه اندازی می باشد و شروع به کار سیکل سیستم است.



شکل ۴-۷: تغییرات بازده دو حالت (با وبدون فتیله) بر حسب دمای ورودی در تبخیر کننده در سرعت ثابت ۱,۴ متر بر ثانیه



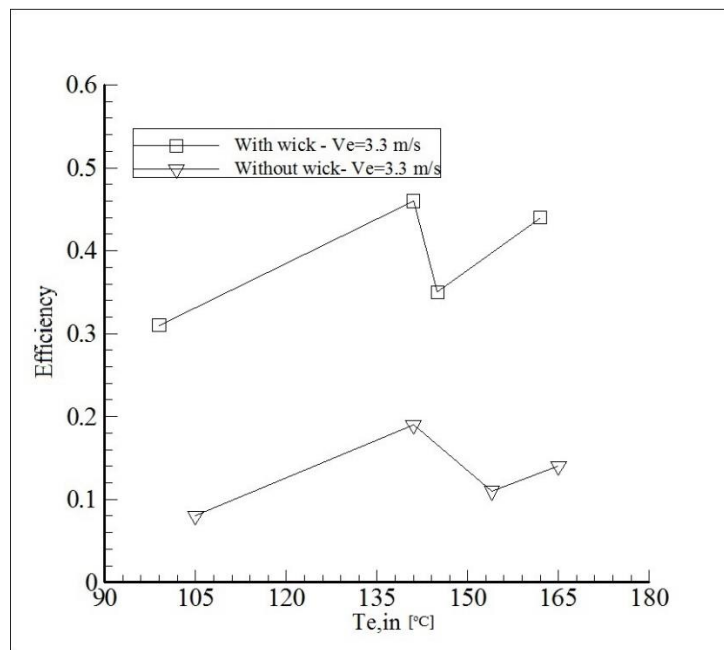
شکل ۴-۸: تغییرات بازده دو حالت بر حسب دمای ورودی در تبخیر کننده در سرعت ثابت ۱,۹ متر بر ثانیه



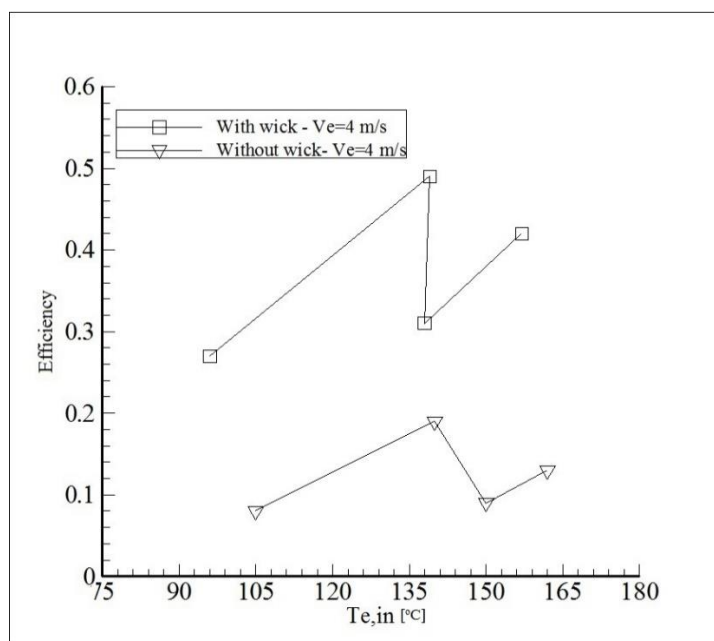
شکل ۴-۹: تغییرات بازده دو حالت بر حسب دمای ورودی در تبخیر کننده در سرعت ثابت ۲,۳ متر بر ثانیه

با توجه به شکل (۴-۹) و تمامی نمودارهایی که تغییرات بازده را بر حسب دمای ورودی در تبخیر کننده در سرعت ثابت نشان می‌دهد، مشخص است که راندمان سیستم تا دماهای ۱۴۰ درجه سانتی‌گراد رو به افزایش است.

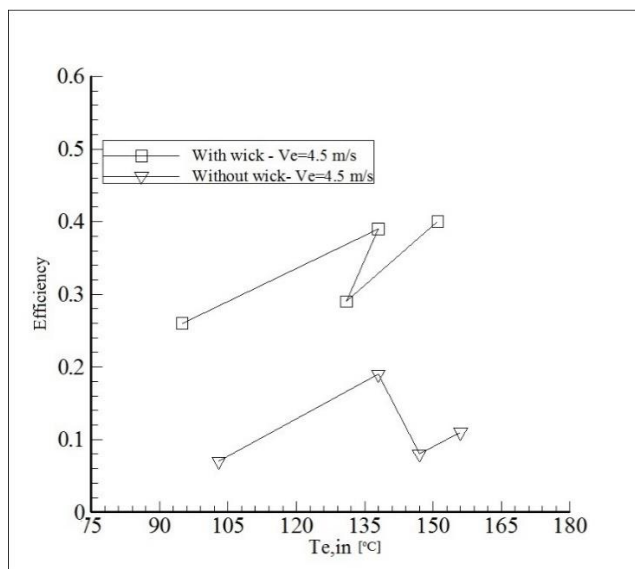
در مرحله بعدی تا ۲۰ درجه سانتی‌گراد راندمان سیستم رو به کاهش است و با گذر از دما ۱۶۰-۱۵۵ درجه سانتی‌گراد راندمان سیستم رو به افزایش است. دلیل این اتفاق بالا رفتن دمای ورودی کانال تبخیرکننده و همچنین دریافت حرارت بالای بخش تبخیر کننده می‌باشد.



شکل ۴-۱۰: تغییرات بازده دو حالت بر حسب دمای ورودی در تبخیر کننده در سرعت ثابت ۳٫۳ متر بر ثانیه



شکل ۴-۱۱: تغییرات بازده دو حالت بر حسب دمای ورودی در تبخیر کننده در سرعت ثابت ۴ متر بر ثانیه

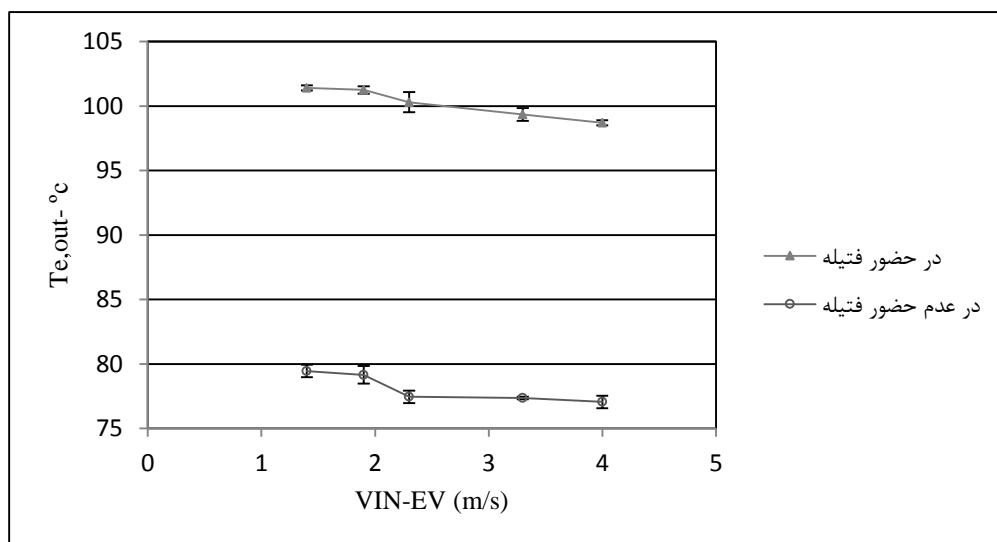


شکل ۴-۱۲: تغییرات بازده دو حالت بر حسب دمای ورودی در تبخیر کننده در سرعت ثابت ۴,۵ متر بر ثانیه

با توجه به نمودارها (۴-۷) تا (۴-۱۲) در سرعت‌های بالا و دماهای بالا سازگاری بیشتری بین نتایج دو حالت وجود دارد. با افزایش سرعت راندمان سیستم پایین می‌آید و دلیل این امر این است که در سرعت‌های بالا اختلاف دمایی که بین ورودی و خروجی کانال تبخیر کننده ایجاد می‌شود کمتر است و این بدان معناست که اتلاف حرارتی زیاد شده پس راندمان پایین می‌آید.

جدول ۴-۱۱: داده های بدست آمده از انجام دو تست در حرارت ورودی ۱۸ کیلو وات در حضور فتیله

سرعت ورودی (m/s)	تست اول	تست دوم	مقدار میانگین	انحراف معیار
۱/۴	۱۰۱/۵	۱۰۱/۳	۱۰۱/۴	۰/۱۴۱۴۲۱۳۵۶
۱/۹	۱۰۱/۴	۱۰۱/۱	۱۰۱/۲۵	۰/۲۱۲۱۳۲۰۳۴
۲/۳	۹۹/۹	۱۰۰/۷	۱۰۰/۳	۰/۵۶۵۶۸۵۴۲۵
۳/۳	۹۹/۱	۹۹/۶	۹۹/۳۵	۰/۳۵۳۵۵۳۳۹۱
۴	۹۸/۸	۹۸/۶	۹۸/۷	۰/۱۴۱۴۲۱۳۵۶

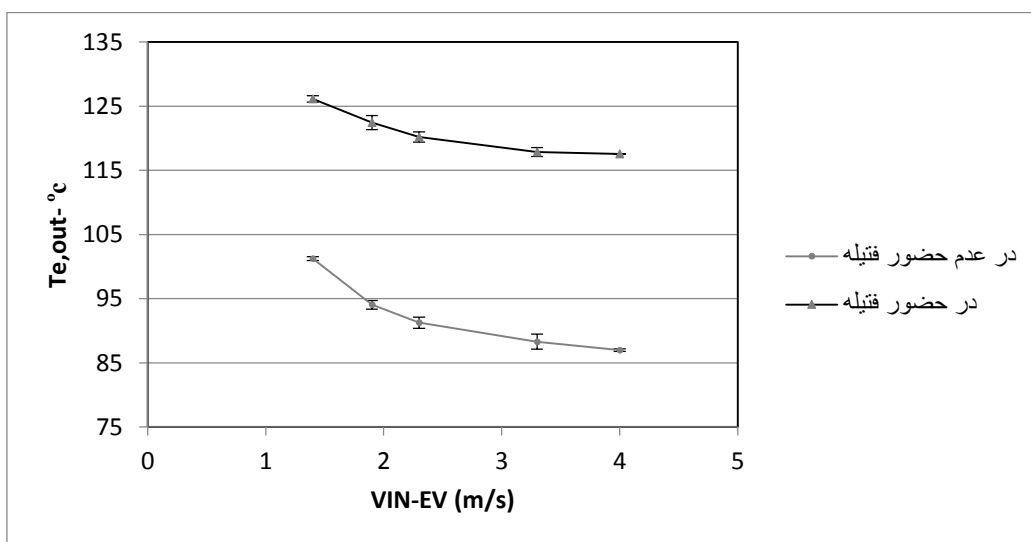


شکل ۴-۱۳: نتایج تغییرات دمای خروجی از تبخیر کننده دو حالت بر حسب سرعت هوا در تبخیر کننده در حرارت ورودی ۱۸

کیلو وات

جدول ۴-۱۲ داده های بدست آمده از انجام دو تست در حرارت ورودی ۲۶ کیلو وات در عدم حضور فتیله

سرعت ورودی (m/s)	تست اول	تست دوم	مقدار میانگین	انحراف معیار
۱/۴	۱۲۵/۹	۱۲۶/۴	۱۲۶/۱۵	۰/۳۵۳۵۵۳۳۹۱
۱/۹	۱۲۳	۱۲۱/۹	۱۲۲/۴۵	۰/۷۷۷۸۱۷۴۵۹
۲/۳	۱۱۹/۸	۱۲۰/۶	۱۲۰/۲	۰/۵۶۵۶۸۵۴۲۵
۳/۳	۱۱۸/۲	۱۱۷/۵	۱۱۷/۸۵	۰/۴۹۴۹۷۴۷۴۷
۴	۱۱۷/۵۴	۱۱۷/۵۷	۱۱۷/۵۵۵	۰/۰۲۱۲۱۳۲۰۳

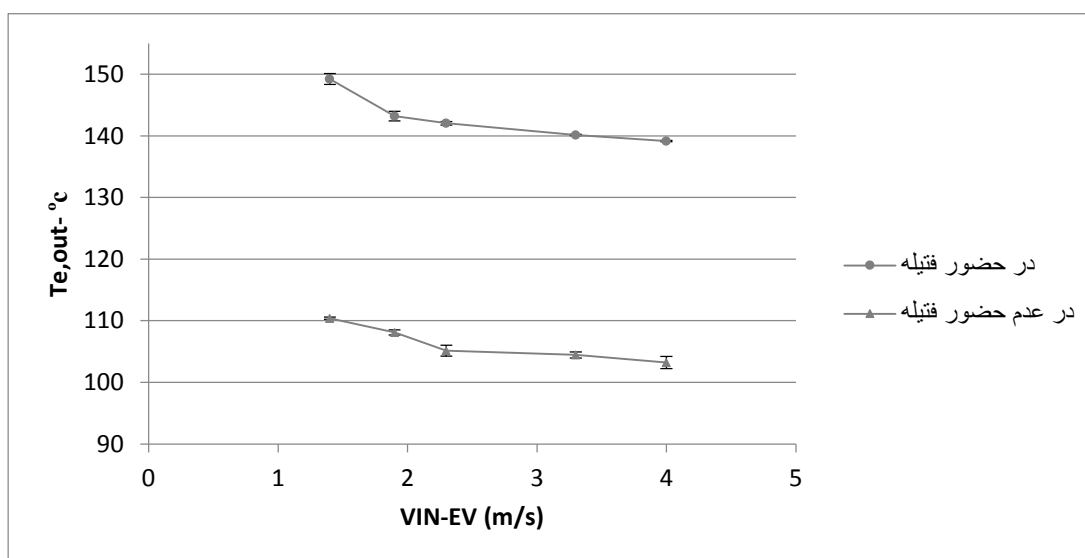


شکل ۴-۱۴: نتایج تغییرات برای دمای خروجی از تبخیر کننده دو حالت بر حسب سرعت هوا تبخیر کننده در حرارت ورودی ۲۶

کیلو وات

جدول ۴-۱۳ داده های بدست آمده از انجام دو تست در حرارت ورودی ۳۴ کیلو وات

سرعت ورودی (m/s)	تست اول	تست دوم	مقدار میانگین	انحراف معیار
۱/۴	۱۴۸/۸	۱۴۹/۷	۱۴۹/۲۵	۰/۶۳۶۳۹۶۱۰۳
۱/۹	۱۴۲/۸	۱۴۳/۶	۱۴۳/۲	۰/۵۶۵۶۸۵۴۲۵
۲/۳	۱۴۱/۹	۱۴۲/۲	۱۴۲/۰۵	۰/۲۱۲۱۳۲۰۳۴
۳/۳	۱۴۰/۱	۱۴۰/۲	۱۴۰/۱۵	۰/۰۷۰۷۱۰۶۷۸
۴	۱۳۹/۱	۱۳۹/۲	۱۳۹/۱۵	۰/۰۷۰۷۱۰۶۷۸

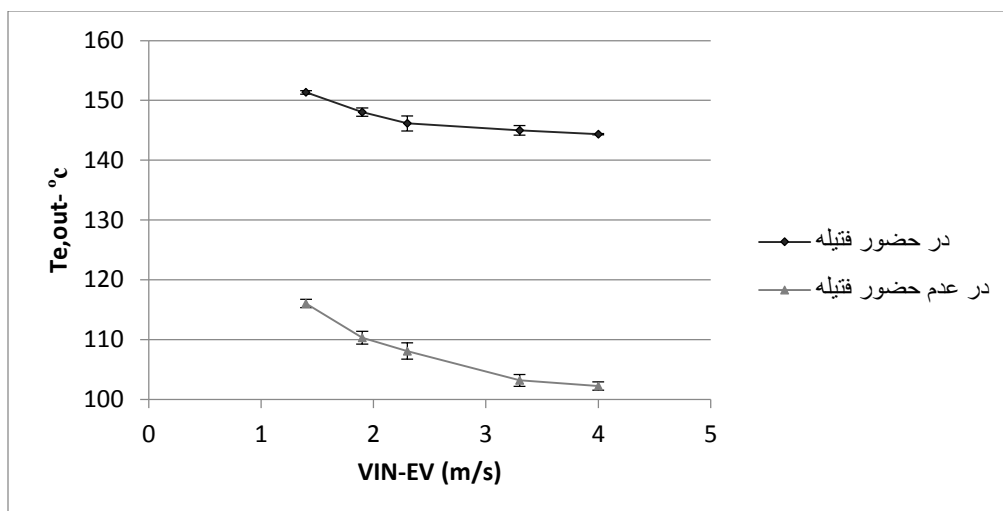


شکل ۴-۱۵: نتایج تغییرات دو حالت برای دمای خروجی از تبخیر کننده بر حسب سرعت هوا در بخش تبخیر کننده در حرارت

ورودی ۳۴ کیلو وات

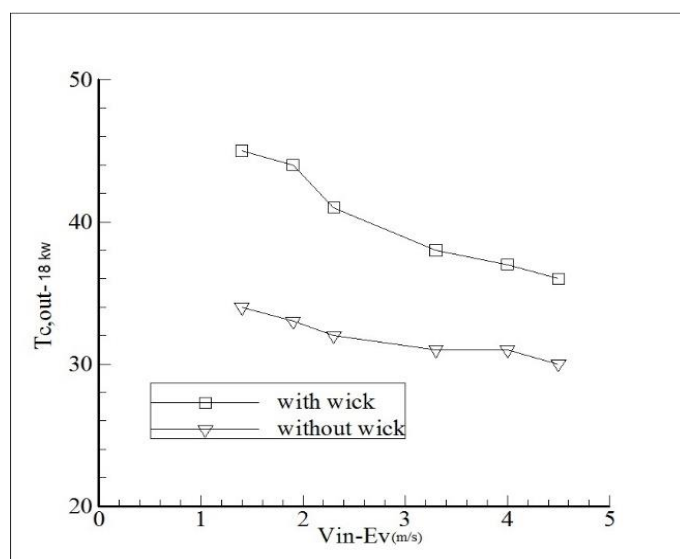
جدول ۴-۱۳ داده های بدست آمده از انجام دو تست در حرارت ورودی ۴۰ کیلو وات

سرعت ورودی (m/s)	تست اول	تست دوم	مقدار میانگین	انحراف معیار
۱/۴	۱۵۱/۲	۱۵۱/۵	۱۵۱/۳۵	۰/۲۱۲۱۳۲۰۳۴
۱/۹	۱۴۷/۷	۱۴۸/۴	۱۴۸/۰۵	۰/۴۹۴۹۷۴۷۴۷
۲/۳	۱۴۵/۵	۱۴۶/۸	۱۴۶/۱۵	۰/۹۱۹۲۳۸۸۱۶
۳/۳	۱۴۴/۶	۱۴۵/۴	۱۴۵	۰/۵۶۵۶۸۵۴۲۵
۴	۱۴۴/۳	۱۴۴/۴	۱۴۴/۳۵	۰/۰۷۰۷۱۰۶۷۸

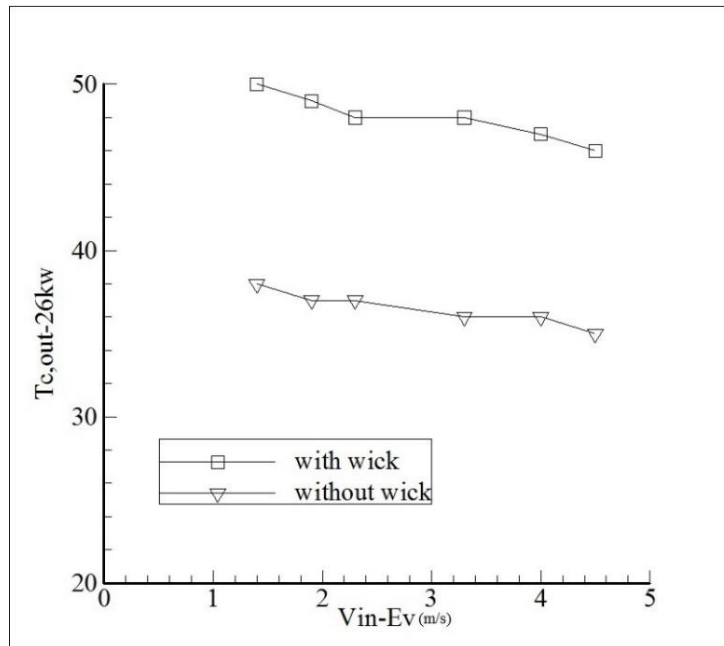


شکل ۴-۱۶: نتایج تغییرات دو حالت در دمای خروجی از تبخیر کننده بر حسب سرعت هوا در تبخیر کننده در حرارت ورودی ۴۰ کیلو وات

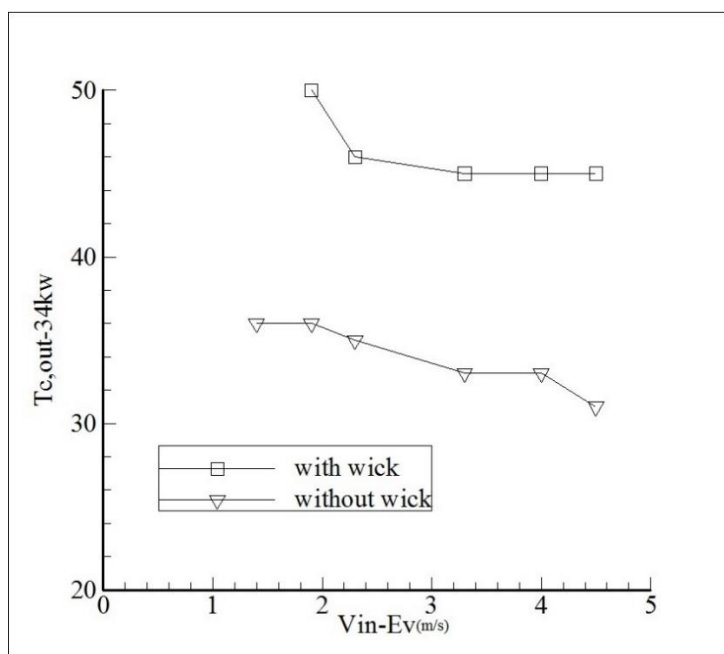
همان طور که از نتایج استنباط می شود افزایش دبی باعث افزایش اختلاف دمای کانال گرم و کاهش اختلاف دمای کانال سرد می شود. واضح است که افزایش دمای ورودی کانال گرم نیز منجر به افزایش میزان اختلاف دما در دو سر هر دو کانال می شود. استفاده از فتیله نیز تاثیر بسزایی در افزایش اختلاف دما برای هر دو کانال تبخیر کننده و چگالنده دارد. زیرا فتیله باعث افزایش سطح انتقال حرارت شده و موئینگی باعث بهتر کردن عملکرد سیستم می شود.



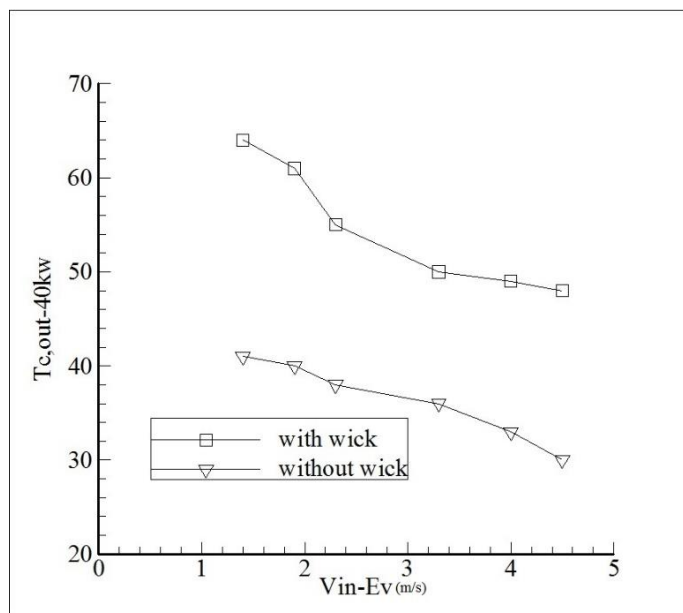
شکل ۴-۱۷: نتایج تغییرات دو حالت برای دمای خروجی از چگالنده بر حسب سرعت هوا در بخش تبخیر کننده در حرارت ورودی ۱۸ کیلو وات



شکل ۴-۱۸: نتایج تغییرات دو حالت در دمای خروجی از چگالنده بر حسب سرعت هوا در تبخیر کننده در حرارت ورودی ۲۶ کیلو وات



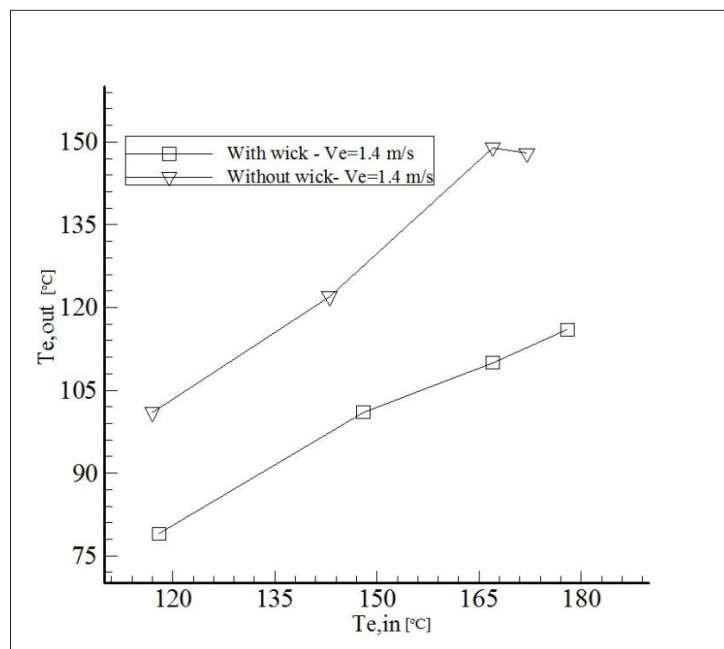
شکل ۴-۱۹: نتایج تغییرات دو حالت برای دمای خروجی از چگالنده بر حسب سرعت هوا در بخش تبخیر کننده در حرارت ورودی ۳۴ کیلو وات



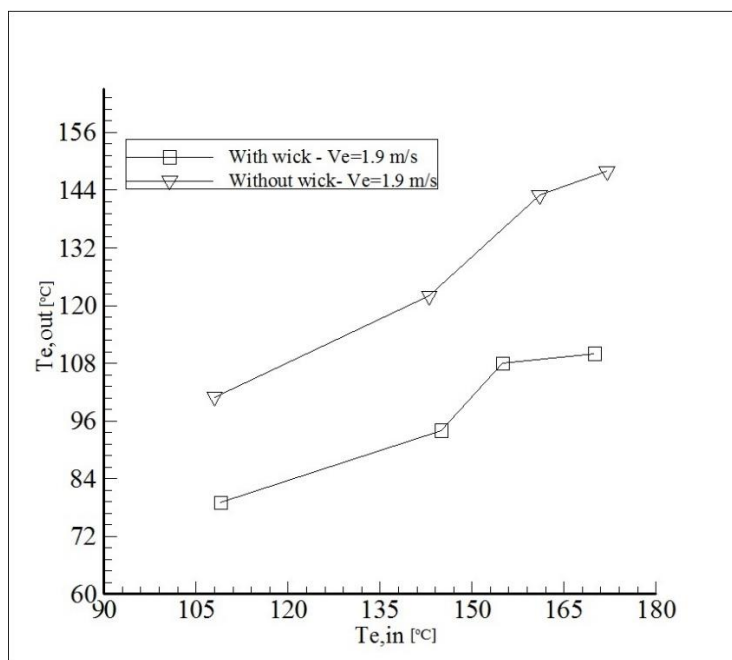
شکل ۴-۲۰: نتایج تغییرات دو حالت برای دمای خروجی از چگالنده بر حسب سرعت هوا در بخش تبخیر کننده در حرارت ورودی ۴۰ کیلو وات

با توجه به نمودارهای (۴-۱۲) تا (۴-۲۰) که تغییرات دمای دو حالت را برای هوای خروجی از دو بخش تبخیر کننده و کندانسور نشان می دهد با افزایش سرعت ، سازگاری بین داده های دو حالت بیشتر است و تطبیق بهتری دارند ، خصوصا وقتی که سیال مینیمم ما سیال سرد باشد این سازگاری بیشتر می شود. با توجه به توضیحات قبل در این فصل، این موضوع مشخص است که هر سرعت بیشتر شود تبخیر کننده دمای کمتری دریافت می کند و اتلاف حرارتی بیشتر می شود. در نتیجه بخار داغی که به بخش چگالنده میرسد دارای دمای کمتری نسبت به حالتی است که سرعت هوای گرم ورودی به تبخیر کننده کمتر است، و این فرآیند در تمامی حالتها صادق است.

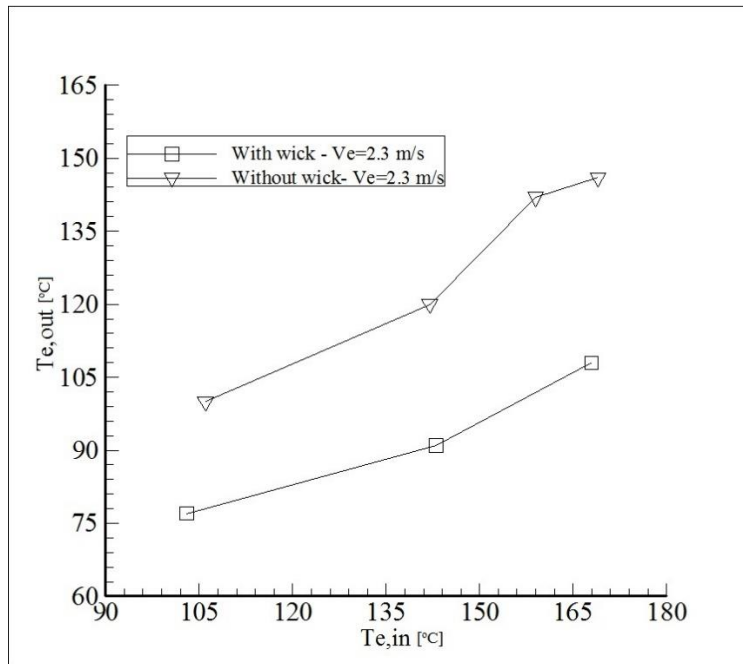
مشخص است که حالت سیستم در عدم حضور فتیله دما خروجی از کندانسور با افزایش سرعت با شیب ملایمی رو به کاهش است و می توان دلیل این امر را پایین بودن سطح انتقال حرارت و مشخصا درست بودن جهت حرکت سیال عامل دانست.



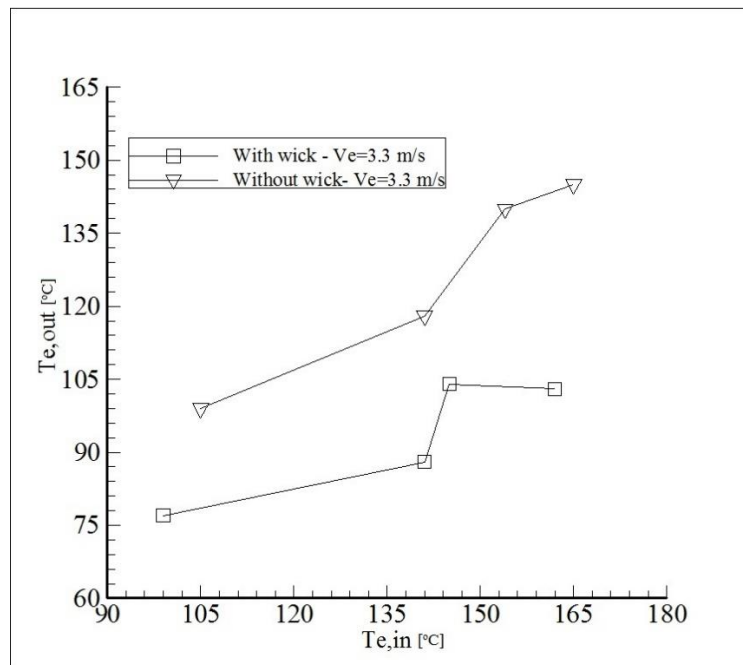
شکل ۴-۲۱: نتایج تغییرات دو حالت دمای خروجی از تبخیر کننده بر حسب دمای ورودی تبخیر کننده در سرعت ثابت ۱,۴ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده



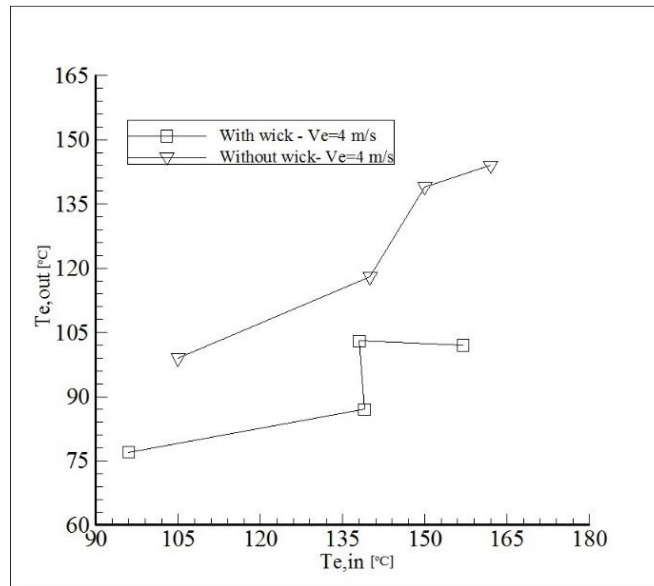
شکل ۴-۲۲: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از تبخیر کننده بر حسب دمای ورودی به تبخیر کننده در سرعت ثابت ۱,۹ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده



شکل ۴-۲۳: نتایج تغییرات دو حالت برای دمای خروجی از تبخیر کننده بر حسب دمای ورودی به تبخیر کننده در سرعت ثابت ۲,۳ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده

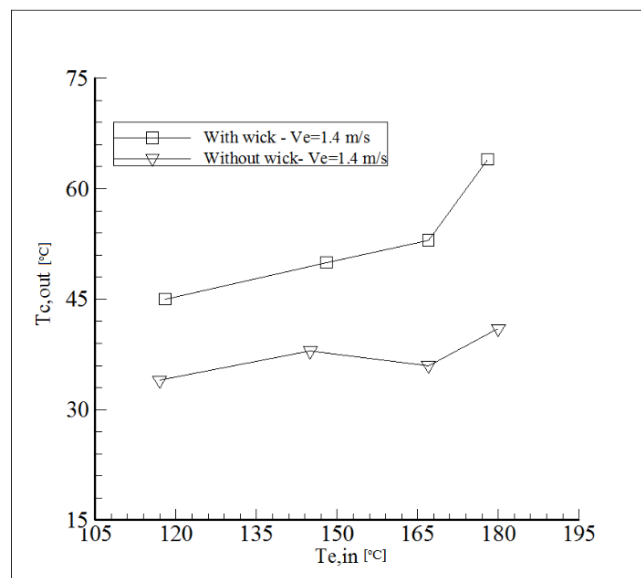


شکل ۴-۲۴: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از تبخیر کننده بر حسب دمای ورودی به تبخیر کننده در سرعت ثابت ۳,۳ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده

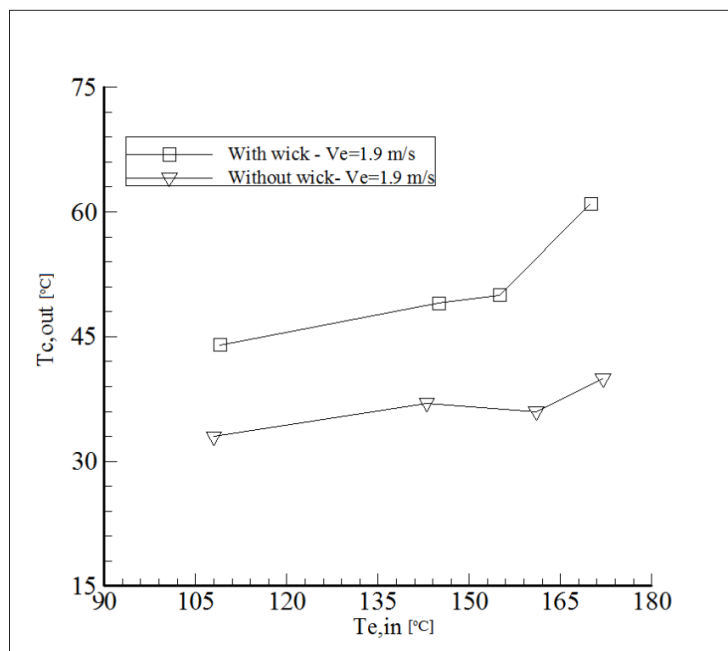


شکل ۴-۲۵: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از تبخیر کننده بر حسب دمای ورودی به تبخیر کننده در سرعت ثابت ۴ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده

همانطور که در نمودارهای (۴-۲۰) تا (۴-۲۴) مشخص است در سرعتهای ثابت میزان خطای محاسبات برای دمای خروجی از بخش تبخیر کننده تقریباً ثابت می باشد، و همچنین این را نشان می دهد که با مقایسه بین نمودارها تغییرات زیادی در روند کارکرد سیستم در حالت های مختلف رخ نمی دهد.

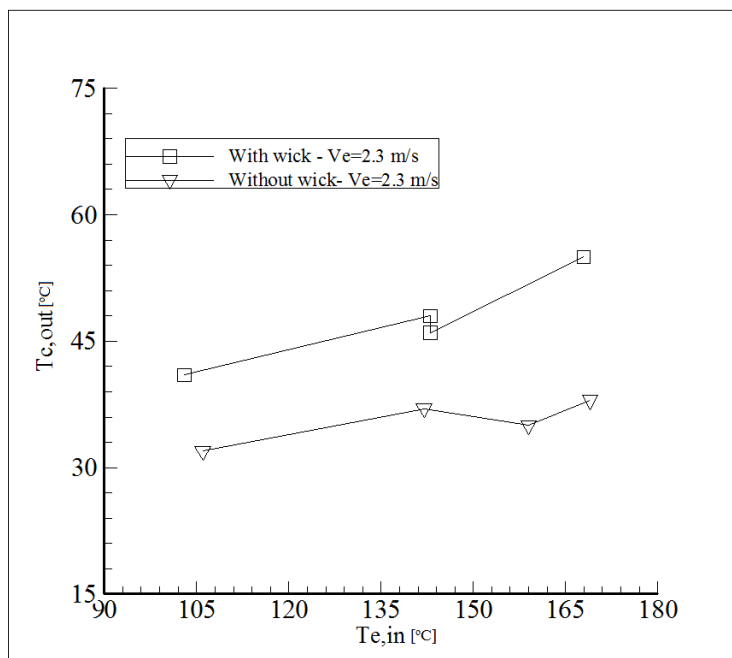


شکل ۴-۲۶: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از چگالنده بر حسب دمای ورودی به تبخیر کننده در سرعت ثابت ۱,۴ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده



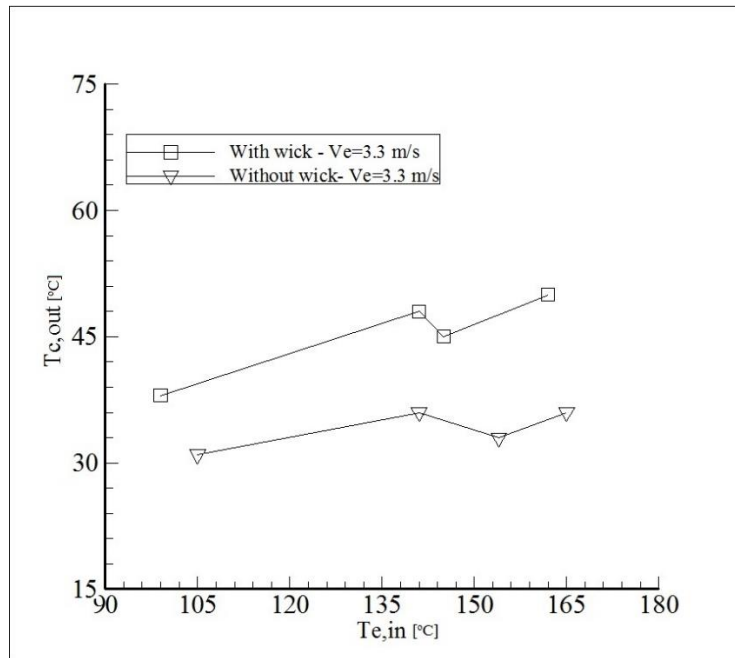
شکل ۴-۲۷: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از چگالنده بر حسب دمای ورودی به تبخیر کننده در سرعت

ثابت ۱,۹ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده



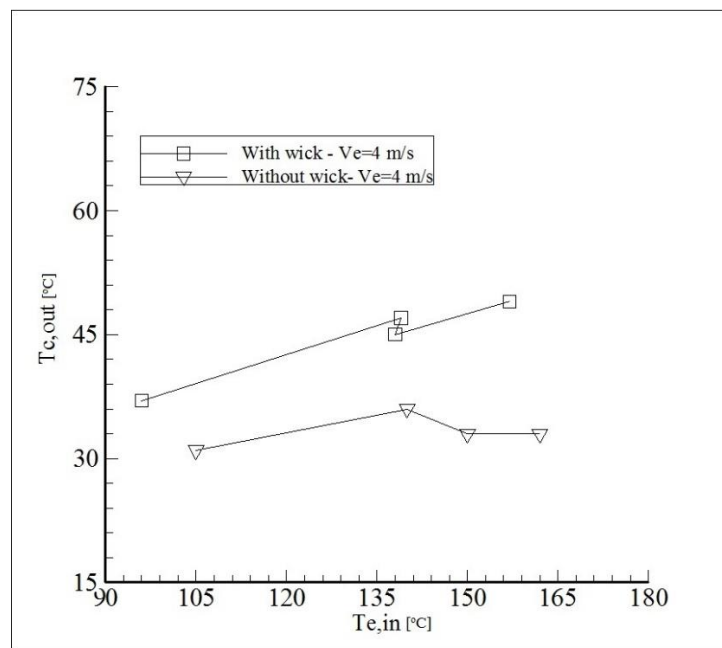
شکل ۴-۲۸: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از چگالنده بر حسب دمای ورودی به تبخیر کننده در سرعت

ثابت ۲,۳ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده



شکل ۴-۲۹: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از چگالنده بر حسب دمای ورودی به تبخیر کننده در سرعت

ثابت ۳,۳ متر برثانیه در بخش تبخیر کننده



شکل ۴-۳۰: نتایج تغییرات دو حالت (با وبدون فتیله) دمای خروجی از چگالنده بر حسب دمای ورودی به تبخیر کننده در سرعت

ثابت ۴ متر بر ثانیه در بخش تبخیر کننده

همانطور که در نمودارهای (۴-۲۵) تا (۴-۳۰) مشخص است در دماهای پایین می‌توان گفت که در حالت بدون فتیله تقریباً بازده خاصی از دستگاه دریافت نمی‌شود و در حالتی که دماها بالاتر می‌رود تا حدودی سازگاری بهتری با حالت حضور فتیله پیدا می‌کند. و همچنین مشاهدات این را به ما نشان می‌دهد که در حالت سیستم در حضور فتیله با توجه به حالت خاص فتیله طراحی شده دمای ورودی به قسمت کانال تبخیر کننده در سرعت‌های پایین راندمان بیشتری نسبت به حالت سیستم در سرعت‌های بالا دارد و با توجه به توضیحات قبل در این فصل همان‌طور که انتظار می‌رفت هرچه دمای ورودی هوای گرم به بخش تبخیر کننده بیشتر می‌شود، دمای خروجی از کانال چگالنده افزایش می‌یابد، یعنی انتقال حرارت بیشتری شکل گرفته و اتلاف حرارتی پایین می‌آید و این به ما نشان می‌دهد که راندمان سیستم افزایش می‌یابد.

۴-۴-عدم قطعیت اندازه گیری

برای اعتبار سنجی داده‌ها آنالیز خطای منابع و بزرگی خطای ابزار انجام می‌پذیرد. خطاهای مرتبط با اندازه‌گیری-های دما در اینجا مورد بررسی قرار می‌گیرد.

حداکثر خطاهای ممکن، در پارامترهای مختلف مانند دما، با روش پیشنهادی موفات^{۵۴} [۴۰] تخمین زده می‌شوند. خطاها بوسیله کمترین مقادیر خروجی و دقت ابزار قابل تخمین است. این روش بر مبنای تعیین دقیق عدم قطعیت در اندازه‌گیری تجربی مختلف است. اگر یک کمیت تخمین زده شده R ، به متغیرهای مستقل x_i بستگی داشته باشد خطا در مقادیر R با رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\partial R = \left\{ \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \partial x_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (۸-۴)$$

$$\frac{\partial R}{R} = \left\{ \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial x_i}{x_i} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (۹-۴)$$

^{۵۴}Moffat

که $\frac{\partial x_i}{x_i}$ خطا در متغیر مستقل، عبارت است از دقت ابزار اندازه گیری و x_i عبارت است از کمترین مقدار

خروجی اندازه گیری شده. سنسورهای دمایی PT100 برای اندازه گیری دما مورد استفاده قرار گرفته است.

دقت اندازه گیری این سنسورها همانطور که قبلا گفته شد، 0/1 درجه سلسیوس می باشد.

حداکثر خطای ممکن در اندازه گیری دما با استفاده از مقادیر کمینه دمای اندازه گیری شده و دقت ابزار بدست

می آید. طبق رابطه داریم:

$$\frac{\partial T}{T} = \left\{ \left(\frac{\partial T_{PT100}}{T_{min}} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \quad (10-4)$$

$$\left\{ \left(\frac{0/1}{27} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = 0/0037037 = 0/4 \%$$

از روش دیگری نیز می توان برای محاسبه عدم قطعیت استفاده نمود که به روش کلاین- مک کلینتوک [41] معروف است. که همانند روش موفاات بر پایه خطای دستگاه ها می باشد.

$$\pm F = \left[\left(\frac{dF}{dx_1} \right)^2 (\varepsilon_1)^2 \right]^{1/2} \quad (11-4)$$

در معادله (11-4) منظور از ε همان خطای گزارش شده دستگاه است.

4-5- بحث و نتیجه گیری

بررسی عملکرد سیستم لوله حرارتی حلقه شده به دو روش زیر صورت پذیرفته است:

الف - سیستم در حالت حضور فتیله (محیط متخلخل)

ب - سیستم در حالت عدم حضور فتیله

در سیستم آزمایشگاهی مورد بررسی تجربی قرار داده شده نتایج زیر حاصل گردید:

1- در سرعتهای بالا، بهتر است از نظر شرایط عملیاتی سیال سرد در شرایط سیال مینیمم باشد زیرا افزایش

سرعت باعث افزایش بازده می شود.

۲- بدترین شرایط عملیاتی مربوط به وقتی است که ما با توان کم در سرعت های بالا آزمایش را انجام می دهیم. زیرا بازده در حداقل مقدار خود می باشد.

۳- اگر سیال گرم به عنوان سیال مینیمم باشد هرچه سرعت هوای گرم کمتر باشد بازده بیشتر است.

۴- بهترین شرایط عملیاتی از نظر دمایی در شرایطی که سیال سرد به عنوان سیال مینیمم است دمای حدود ۱۲۰ درجه سانتی گراد می باشد. ولی اگر سیال مینیمم سیال گرم باشد افزایش دما باعث بهبود شرایط کار می شود.

۵- خطا و اختلاف دو حالت زمانی به حداکثری می رسد که سرعت هوای گرم ورودی به کانال تبخیر کننده زیاد می شود و راندمان سیستم پایین می آید و در حالت عدم حضور فتيله تقریباً راندمانی از سیستم دریافت نمی شود.

فصل پنجم

نتیجه گیری و پیشنهادات

نتیجه گیری و پیشنهادات

با توجه به تمامی مباحث گفته شده در فصل‌های گذشته، و با در نظر گرفتن افزایش روزافزون هزینه استفاده از انواع حامل‌های انرژی، مشخص است که بازیافت انرژی، بسیار پرارزش بوده و حال، استفاده از مبدل‌های بازیافت حرارتی از نوع لوله حرارتی حلقه شده با توجه به راندمان بالا، می‌بایست حتما مورد توجه قرار گرفته زیرا دارای فوائد بسیار یالایی خواهد بود. تا به حال از این سیستم‌ها، در صنایع فضایی و همچنین خنک کاری تجهیزات الکتریکی استفاده می‌گردید ولی مطالعات جدید نشان می‌دهد که استفاده از این سیستم‌ها در مبدل‌های حرارتی بدلیل هزینه اولیه سرمایه‌گذاری پایین و راندمان حرارتی بالا مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۵-۱- نتیجه گیری:

در این تحقیق بررسی عملکرد مبدل بازیافت حرارت توسط لوله‌های حرارتی حلقه شده مورد بررسی قرار گرفته است. لوله‌های حرارتی از جنس مس و با قطر داخلی در قسمت خط جریان مایع ۰,۰۹۵۲۵ متر و قطر داخلی در قسمت خط جریان بخار ۰,۱۲۷ متر بوده که بین دو محفظه که سیال گرم و سرد در آن جریان دارد قرار داده شده است. این لوله‌ها وظیفه انتقال حرارت قسمت گرم (تبخیر کننده) به قسمت سرد (چگالنده) را بر عهده دارند. نتایج بدست آمده آزمایشات را می‌توان به شکل زیر دسته بندی نمود:

- افزایش دبی جریان هوای گرم (دود گرم) کانال تبخیر کننده باعث افزایش اختلاف دمای ورودی و خروجی مجرای گرم و کاهش اختلاف دما در مجرای سرد می‌شود.
- از سوی دیگر افزایش دمای ورودی دود نیز باعث افزایش اختلاف دما در هر دو مجرا می‌شود.
- افزایش دبی جرمی و دمای ورودی دود باعث افزایش شار حرارتی انتقال یافته در هر دو مجرا خواهد شد.
- افزایش دبی جرمی باعث کاهش راندمان انرژی سیستم خواهد شد، اما افزایش دما الزاما افزایش راندمان را در پی نخواهد داشت.
- افزایش دمای ورودی ممکن است باعث کاهش راندمان سیستم شده که می‌تواند به دلیل خشک‌شدگی محفظه اواپراتور باشد.

- با مقایسه بین دو حالت سیستم می توان گفت در حالت عدم حضور فتیله به دلیل پایین بودن سطح انتقال حرارت و موئینگی آن، راندمان سیستم بسیار پایین است.

۵-۲- پیشنهادات

- استفاده از سیال عامل های دیگر مانند نانو سیالات
- بررسی تلافات حرارتی جابجایی و تشعشعی در دمای بالا
- انجام آزمایش با فتیله‌هایی از جنس مختلف مانند نیکل و درصد تخلخل های گوناگون
- بررسی اثر تغییرات سرعت هوای سرد ورودی به کانال کندانسور بر عملکرد سیستم
- به دلیل اینکه کمتر به طراحی کندانسورهای مختلف پرداخته شده است پیشنهاد می‌شود کندانسور با شکل‌های دیگر مانند لوله‌های حرارتی حلقوی با دو کندانسور مورد بررسی قرار گیرد.

ضمائم

خلاصه‌ای از کارهای انجام شده

جدول ۶-۱- خلاصه‌ای از کارهای انجام شده در زمینه لوله‌های حرارتی حلقوی

نام محقق		چیانگ ^{۱۰۹} [۴۲]	وررن ^{۱۱۰} [۴۳]	پاووکن و رودریگز ^{۱۱۱} [۴۴]	پاووکن و رودریگز [۴۴]	کی یو [۴۵]
نوع LHP	ویژگی‌ها	LHP متداول	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP قدرت پایین
	سیال عامل	آمونیا	آمونیا	آمونیا	آمونیا	آمونیا
اوپراتور	نوع	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای
	جنس سازه	فولاد زنگ نزن	آلومینیوم	آلومینیوم	آلومینیوم	فولاد زنگ نزن
	ابعاد	طول ۳۰ سانتی	طول ۳۳ سانتی متر	حجم: ۱۱۵ سانتی متر مکعب	حجم: ۱۱۵ سانتی متر مکعب	طول: ۳,۰۵
فتیله	جنس	نیکل	نیکل	نیکل	نیکل	نیکل
	درصد تخلخل	۶۰	۶۵	۶۰	۶۰	گزارش نشده
لوله خط جریان	جنس لوله	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن
	خط مایع	۱۵,۲۴ سانتی متر	۵۰,۸ سانتی متر	۱۰,۴ سانتی متر	۱۰,۴ سانتی متر	۲۱ سانتی متر
	خط بخار	۱۵,۲۴ سانتی متر	۴۲,۶۷ سانتی متر	۱۰,۴ سانتی متر	۱۰,۴ سانتی متر	۱۹,۴ سانتی متر
کندانسور	نوع	مبدل حرارتی	مبدل با یک صفحه	مبدل با یک صفحه	مبدل با یک صفحه	لوله روی صفحه
	جنس	فولاد زنگ نزن	آلومینیوم	آلومینیوم	آلومینیوم	گزارش نشده
	ابعاد	۲۰ سانتی متر	۶۳,۶۰ سانتی متر	۳۸ سانتی متر	۳۸ سانتی متر	۱۹,۹ سانتی متر

^{۱۰۹} cheung

^{۱۱۰} Wrenn

^{۱۱۱} Pauken and Rodriguez

نام محقق		رودریگز [۴۶]	چیانگ [۴۷]	دلایل ^{۱۱۲} [۴۸]	کایا و کی یوج [۴۹]	اوجوشی ^{۱۱۳} [۵۰]
نوع LHP	ویژگی‌ها	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP
	سیال عامل	پرروپیلن	آمونیا	آمونیا	آمونیا	آمونیا
اوپراتور	نوع	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای
	جنس سازه	آلومینیوم	آلومینیوم	فولاد زنگ نزن	آلومینیوم	فولاد زنگ نزن
	ابعاد	طول ۱۵,۳ سانتی	طول ۶۱ سانتی متر	طول: ۳,۶ سانتی متر	طول: ۱۲ سانتی متر	طول: ۴ سانتی متر
فتیله	جنس	نیکل	نیکل	تیتانیوم	نیکل	پلی تترا فلوئورواتیلن
	درصد تخلخل	۶۰	۶۵	گزارش نشده	۶۰	گزارش نشده
لوله خط جریان	جنس لوله	فولاد زنگ نزن	آل / فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	آلومینیوم	فولاد زنگ نزن
	خط مایع	۱۰۷ سانتی متر	۹۷ سانتی متر	۸۶ سانتی متر	۱۳ سانتی متر	۷۳ سانتی متر
	خط بخار	۱۰۰ سانتی متر	۷۴ سانتی متر	۸۶ سانتی متر	۱۶ سانتی متر	۱۷۷ سانتی متر
کندانسور	نوع	مبدل حرارتی	لوله روی صفحه	مبدل با یک صفحه	مبدل با یک صفحه	مبدل حرارتی
	جنس	آلومینیوم	آلومینیوم	فولاد زنگ نزن	آلومینیوم	فولاد زنگ نزن
	ابعاد	۳۸ سانتی متر	۳۶,۶۰ سانتی متر	۷۷ سانتی متر	۱۰ سانتی متر	۱۴۰ سانتی متر

^{۱۱۲} Delil^{۱۱۳} Ogushi

نام محقق		پاستوخوو [۱۰]	پاستوخوو [۱۰]	بوو ^{۱۱۴} [۵۱]	لی [۵۲]	میشکینیس ^{۱۱۵} [۵۳]
نوع LHP	ویژگی‌ها	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری
	سیال عامل	آمونیا	آمونیا	آب، اتانول، متانول، اکتون	آب	آمونیا
اوپراتور	نوع	استوانه‌ای	استوانه‌ای	مستطیلی	مستطیلی تخت	استوانه‌ای
	جنس سازه	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	مس	فولاد زنگ نزن
	ابعاد	طول ۴ سانتی متر	طول ۴ سانتی متر	طول: ۵ سانتی متر	طول: ۵,۸ سانتی متر	گزارش نشده
فتیله	جنس	تیتانیوم	فولاد پودری	پولیمری	برنج	برنج، نیکل
	درصد تخلخل	گزارش نشده	گزارش نشده	۴۰-۵۰	۴۰-۵۳	گزارش نشده
لوله خط جریان	جنس لوله	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	گزارش نشده	فولاد زنگ نزن
	خط مایع	۳۴ سانتی متر	۲,۴ سانتی متر	۵۰ سانتی متر	۵۰ سانتی متر	۵۰ سانتی متر
	خط بخار	۲۱ سانتی متر	۵,۲ سانتی متر	۵۰ سانتی متر	۵۰ سانتی متر	۵۰ سانتی متر
کندانسور	نوع	مبدل حرارتی	مبدل حرارتی	تعداد ۱۰ لوله روی یک صفحه	مبدل حرارتی	گزارش نشده
	جنس	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	گزارش نشده	گزارش نشده	فولاد زنگ نزن
	ابعاد	۶۰ سانتی متر	۱۲ سانتی متر	۵ سانتی متر	۵ سانتی متر	۲۵ سانتی متر

^{۱۱۴} Boo^{۱۱۵} Mishkinis

نام محقق		ژانگ ^{۱۱۶} [۵۴]	ریل [۵۵]	چن [۵۶]	پاستوخوو [۵۷]	پاستوخوو [۵۷]
نوع LHP	ویژگی‌ها	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP	LHP
	سیال عامل	آمونیا	اکتون	آمونیا	آب	آب
اوپراتور	نوع	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای	مستطیلی	مستطیلی
	جنس سازه	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	مس	مس
	ابعاد	طول ۱۷,۵ سانتی متر	طول ۶,۷ سانتی متر	طول: ۲,۹ سانتی متر	طول: ۳,۲ سانتی متر	طول: ۳,۲ سانتی متر
فتیله	جنس	نیکل	پلی اتیلن	تیتانیوم	-	-
	درصد تخلخل	گزارش نشده	۵۰	۷۸	-	-
لوله خط جریان	جنس لوله	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	مس	مس
	خط مایع	۲۵۰ سانتی متر	۸,۵ سانتی متر	۲۴ سانتی متر	-	-
	خط بخار	۲۸۰ سانتی متر	۵,۵ سانتی متر	۱۸,۸ سانتی متر	-	-
کندانسور	نوع	مبدل حرارتی	مبدل حرارتی	کندانسور حلقوی	مبدل حرارتی	مبدل حرارتی
	جنس	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	مس	آلومینیوم
	ابعاد	۲۰۰ سانتی متر	۱۰۰ سانتی متر	۶ سانتی متر	-	-

^{۱۱۶} Zhang

نام محقق		ریل [۵۵]	ورشینین ^{۱۱۷} [۵۸]	ورشینین [۵۸]	ورشینین [۵۹]	ورشینین [۵۹]
نوع LHP	ویژگی‌ها	LHP با نانوسیال	LHP دیسکی تخت	LHP دیسکی تخت	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری
	سیال عامل	آب+NiO	آمونیا	پنتان/اکتن	آمونیا	آمونیا
اوپراتور	نوع	دیسکی تخت	دیسکی تخت	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای
	جنس سازه	فولاد زنگ نزن	-	-	-	نیکل
	ابعاد	گزارش نشده	-	۱۳,۵ سانتی‌متر	طول: ۸ سانتی‌متر	طول: ۲ سانتی‌متر
فتیله	جنس	برنج، نیکل	-	-	-	نیکل
	درصد تخلخل	۷۵	-	-	-	۶۵
لوله خط جریان	جنس لوله	فولاد زنگ نزن	-	-	-	فولاد زنگ نزن
	خط مایع	۳۰ سانتی‌متر	۴۱ سانتی‌متر	۷۵ سانتی‌متر	۶۲ سانتی‌متر	۱۹ سانتی‌متر
	خط بخار	۲۰ سانتی‌متر	۳۹ سانتی‌متر	۵۰ سانتی‌متر	۶۷ سانتی‌متر	۱۸ سانتی‌متر
کندانسور	نوع	مبدل روی یک صفحه	مبدل	مبدل	کندانسور صفحه‌ای	حلقوی
	جنس	فولاد زنگ نزن	-	-	-	فولاد زنگ نزن
	ابعاد	۵۰ سانتی‌متر	-	-	-	۵,۹ سانتی‌متر

^{۱۱۷} Vershinin

نام محقق		دی‌انترومونت ^{۱۱۸} [۳۶]	جوآنگ ^{۱۱۹} [۶۰]	تاناکا ^{۱۲۰}	واسیلیو ^{۱۲۱} [۱۲]	یه ^{۱۲۲} [۲۹]
نوع LHP	ویژگی‌ها	تصویر سازی هسته مایع	LHP تخت	LHP	LHP	LHP
	سیال عامل	آمونیا	متانول	متانول	آب و اکتون	آمونیا
اوپراتور	نوع	استوانه‌ای	حلقوی	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای
	جنس سازه	فولاد زنگ نزن	مس	مس	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن
	ابعاد	طول: ۱۸ سانتی‌متر	طول: ۵ سانتی‌متر	۹,۵ سانتی‌متر	طول: ۲۸ سانتی‌متر	طول: ۶,۵ سانتی‌متر
فتیله	جنس	اکسید آهن	فولاد زنگ نزن	برنج/مس	نیکل / تیتانیوم	نیکل
	درصد تخلخل	۳۳	-	-	۵۵	۷۸-۸۶
لوله خط جریان	جنس لوله	فولاد زنگ نزن	مس	مس	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن
	خط مایع	۱۲۰ سانتی‌متر	۱۶۵ سانتی‌متر	۲۵ سانتی‌متر	۱۵۰ سانتی‌متر	۵۸ سانتی‌متر
	خط بخار	۲۰۰ سانتی‌متر	۱۶۰ سانتی‌متر	۲۵ سانتی‌متر	۱۵۰ سانتی‌متر	۴۷ سانتی‌متر
کندانسور	نوع	مبدل	مبدل	مبدل با انتقال هوا	کندانسور صفحه‌ای	حلقوی
	جنس	فولاد زنگ نزن	مس	مس	-	فولاد زنگ نزن
	ابعاد	۱۰۰ سانتی‌متر	۱۰ سانتی‌متر	۶۰ سانتی‌متر	۵۶ سانتی‌متر	۸۰ سانتی‌متر

^{۱۱۸} d'Entremont^{۱۱۹} Joung^{۱۲۰} Tanaka^{۱۲۱} Vasiliev^{۱۲۲} Yeh

ادامه جدول (۱-۶)

نام محقق		آدونی [۲۲]	بابی ^{۱۳۳} [۶۱]	هوآنگ [۶۲]	مایدانیک [۵۷]	مایدانیک [۵۸]
نوع LHP	ویژگی‌ها	LHP	LHP با دو محفظه	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری
	سیال عامل	R۱۳۴	آمونیا	اکتون	آمونیا	آمونیا
اوپراتور	نوع	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای	استوانه‌ای
	جنس سازه	آلومینیوم	فولاد زنگ نزن	مس	مس+نیکل	مس+نیکل
	ابعاد	طول: ۲۰ سانتی‌متر	طول: ۱۹ سانتی‌متر	۹,۵ سانتی‌متر	طول: ۲۸ سانتی‌متر	طول: ۶,۵ سانتی‌متر
فتیله	جنس	پلی‌اتیلن	نیکل	برنج/مس	نیکل	تیتانیوم
	درصد تخلخل	۳۵	۵۵	-	۶۰	۷۱-۷۸
لوله خط جریان	جنس لوله	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	مس	مس	-
	خط مایع	۲۳۱ سانتی‌متر	۲۶۰ سانتی‌متر	۲۵ سانتی‌متر	-	۲۱ سانتی‌متر
	خط بخار	۱۷۶ سانتی‌متر	۲۲۰ سانتی‌متر	۲۵ سانتی‌متر	-	۱۶ سانتی‌متر
کندانسور	نوع	مبدل	مبدل	مبدل با انتقال هوا	-	-
	جنس	فولاد زنگ نزن	آلومینیوم	مس	مس	نیکل
	ابعاد	۱۲۶ سانتی‌متر	۲۰۰ سانتی‌متر	۶۰ سانتی‌متر	-	۶,۱۵ سانتی‌متر

^{۱۳۳} Bai

ادامه جدول (۶-۱)

نام محقق	مایدانیک [۵۸]	یه [۶۳]	بکر [۲۶]	کلاتا [۳۳]	چویی ^{۱۲۴} [۶۴]
نوع LHP	ویژگی‌ها	LHP	LHP	LHP مینیاتوری	LHP مینیاتوری
	سیال عامل	آمونیا	آمونیا	آب	-
اوپراتور	نوع	استوانه‌ای	استوانه‌ای	تخت	دیسک تخت
	جنس سازه	مس+نیکل	آلومینیوم	فولاد زنگ نزن	مس
	ابعاد	طول: ۲ سانتی‌متر	طول: ۶,۵ سانتی‌متر	طول: ۸,۵ سانتی‌متر	طول: ۸,۲ سانتی‌متر
فتیله	جنس	نیکل	برنج/نیکل	فولاد زنگ نزن	نیکل
	درصد تخلخل	۶۵	۷۰-۸۵	۳۲	-
لوله خط جریان	جنس لوله	-	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	مس
	خط مایع	۱۹ سانتی‌متر	۵۸ سانتی‌متر	۷۶ سانتی‌متر	۹۰ سانتی‌متر
	خط بخار	۱۸,۴ سانتی‌متر	۴۷ سانتی‌متر	۳۵ سانتی‌متر	۴۵ سانتی‌متر
کندانسور	نوع	-	-	مبدل با انتقال هوا	-
	جنس	نیکل	فولاد زنگ نزن	-	فولاد زنگ نزن
	ابعاد	۶,۱۵ سانتی‌متر	۸۰ سانتی‌متر	۵۶ سانتی‌متر	۱۷ سانتی‌متر

^{۱۲۴} Yeh

ادامه جدول (۱-۶)

نام محقق	جانگ [۶۵]	جانگ [۶۶]	لی [۲۳]	لین [۶۷]	مایدانیک
نوع LHP	ویژگی‌ها	LHP	LHP	LHP دو محفظه	LHP شار حرارتی بالا
	سیال عامل	اکتون	آب	آمونیا	آب
اوپراتور	نوع	تخت حلقوی	تخت حلقوی	استوانه‌ای	تخت
	جنس سازه	فولاد زنگ نزن	مس	فولاد زنگ نزن	مس
	ابعاد	طول: ۵,۲ سانتی‌متر	-	۳ سانتی‌متر	طول: ۱۹ سانتی‌متر
فتیله	جنس	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	نیکل	مس
	درصد تخلخل	-	۵۰	۵۵	-
لوله خط جریان	جنس لوله	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	فولاد زنگ نزن	مس
	خط مایع	۱۳۵ سانتی‌متر	۴۶ سانتی‌متر	۱۲ سانتی‌متر	۱۸ سانتی‌متر
	خط بخار	۱۳۵ سانتی‌متر	۶۰ سانتی‌متر	۱۲ سانتی‌متر	۱۲ سانتی‌متر
کندانسور	نوع	-	مبدل	-	مبدل
	جنس	مس	مس	-	مس
	ابعاد	۶,۱۵ سانتی‌متر	۸۰ سانتی‌متر	۵۶ سانتی‌متر	۱۷ سانتی‌متر

ادامه جدول (۱-۶)

نام محقق	ناگانو ^{۱۲۵} [۶۸]	پاستوخوو[۵۷]	پاستوخوو[۵۷]	ساین[۶۹]	لی[۳۲]
نوع LHP	ویژگی‌ها	LHP	LHP	LHP	LHP با دو کندانسور
	سیال عامل	اکتون	آب	آب	آب
اوپراتور	نوع	استوانه‌ای	تخت	تخت	تخت
	جنس سازه	فولاد زنگ نزن	مس	مس	مس
	ابعاد	طول: ۷,۷ سانتی‌متر	۵ سانتی‌متر	۴,۲ سانتی‌متر	-
فتیله	جنس	پلی تترا فلئورواتیلن	مس	مس	مس پودری
	درصد تخلخل	۵۰	۷۰	۷۰	۴۵
لوله خط جریان	جنس لوله	فولاد زنگ نزن	مس	مس	مس
	خط مایع	۸۰ سانتی‌متر	۲۸,۳ سانتی‌متر	۲۰,۶ سانتی‌متر	۱۲ سانتی‌متر
	خط بخار	۸۰ سانتی‌متر	۳۱,۱ سانتی‌متر	۲۳ سانتی‌متر	۱۲ سانتی‌متر
کندانسور	نوع	-	-	-	مبدل با فین آلومینیوم
	جنس	فولاد زنگ نزن	مس	مس	مس
	ابعاد	۶۷,۳ سانتی‌متر	۷۳ سانتی‌متر	۷۳ سانتی‌متر	۵ سانتی‌متر

^{۱۲۵} Nagano

مراجع:

منابع انگلیسی:

[١] Nakayama W. Thermal Management of Electronics Equipment, chapter ١ in *Advanced in Thermal Modeling of Electronic Components and Systems, Vol. I, edited by Bar-cohen A. and Kraus A., Hemisphere Publishing corporation, New York, USA, ١٩٨٨.*

[٢] R. S. Gaugler US Patent (١٩٤٢) *Patent Number ٢٣٥٠٣٤٨.*

[٣] Faghri. A “*Heat pipe science & Technology*”, *Taylor and Francis publication (١٩٨٤).*

[٤] Yu. F. Maidanik, "Loop heat pipes", Institute of Thermal Physics, Ural Branch of the Russian. Academy of Sciences, Amundsen St. ١٠٤, Ekaterinburg ٤٢٠٠١٤, Russia, *Applied Thermal Engineering ٢٥ (٢٠٠٥) ٤٣٥-٤٥٧.*

[٥] Ku, J., ١٩٩٩, “Operating Characteristics of Loop Heat Pipes,” *International Conference On Environmental Systems, SAE ١٩٩٩-٠١-٢٠٠٧, Denver, CO, USA, doi: ١٠,٤٢٧١/١٩٩٩-٠١-٢٠٠٧.*

[٦] Maidanik, Y., and Fershtater, Y., ١٩٩٧, “Theoretical basis and classification of loop heat pipes and capillary pumped loops,” *Proceedings of the ١٠-th International Heat Pipe Conference, Stuttgart, Germany.*

[٧] Nikitkin, M., and Cullimore, B., ١٩٩٨, “CPL and LHP Technologies: What are the Differences, What are the Similarities?” *International Conference On Environmental Systems, SAE ٩٨١٥٨٧, Danvers, MA, USA, doi:١٠,٤٢٧١/٩٨١٥٨٧.*

[٨] Pastukhov, V.G., Maidanik, Y.F., Vershinin, C.V., and Korukov, M.A., ٢٠٠٣, “Miniature loop heat pipes for electronics cooling,” *Applied Thermal Engineering, ٢٣(٩), ١١٢٥-١١٣٥, doi:١٠,١٠١٦/S١٣٥٩-٤٣١١(٠٣)٠٠٠٤٤-٢.*

- [9] Launay, S., Platel, V., Dutour, S., and Joly, J.L., 2009a, “Transient modeling of loop heat pipes for the oscillating behavior study,” *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 21(3), 487–495, doi:10.2514/1.26854.
- [10] Vlassov, V.V., and Riehl, R.R., 2008, “Mathematical model of a loop heat pipe with cylindrical evaporator and integrated reservoir,” *Applied Thermal Engineering*, 28, 942–954, doi:10.1016/j.applthermaleng.2007.07.016.
- [11] Hoang, T., O’Connell, T., Ku, J., Butler, C., Swanson, T., and Khurstalev, D., 2008, “Design optimization of a hydrogen advanced Loop Heat Pipe for space-based IR sensor and detector cryocooling,” *Proceedings of the Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE)*, vol. 5172, 86–96, San Diego, CA, USA.
- [12] Mo, Q., and Liang, J., 2006, “A novel design and experimental study of a cryogenic loop heat pipe with high heat transfer capability,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 770–776, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.08.010.
- [13] Ku, J., Hoang, T., and O’Connell, T., 2009, “Mathematical Modeling of a Miniature Loop Heat Pipe with two Evaporators and two Condensers,” *Proceedings of the ASME Summer Heat Transfer Conference*, vol. 2, 483–494, San Francisco, CA, USA.
- [14] Maydanik, Y.F., 2006, “Miniature Loop Heat Pipes,” *Proceedings of 13th International Heat Pipe Conference*, 23–35, Shanghai, China.
- [15] Li, J., Zou, Y., Cheng, L., Singh, R., and Akbarzadeh, A., 2010b, “Effect of fabricating parameters on properties of sintered porous wicks for loop heat pipe,” *Powder Technology*, 204, 241–248, doi:10.1016/j.powtec.2010.08.008.
- [16] Launay, S., Sartre, V., and Bonjour, J., 2010, “Selection criteria for fluidic and geometrical parameters of a LHP based on an analytical approach,” *Proceedings of 15th International Heat Pipe Conference*, Clemson, USA.

- [17] Reay, D.A., and Kew, P.A., 2008, *Heat Pipes: Theory, Design And Applications*, 4th Edition, Butterworth Heinemann.
- [18] Mishkinis, D., Prado, P., Sanz, R., Torres, A., Merino, A.S., and Tjiptahardja, T., 2010, "Development of Loop Heat Pipe for intermediate temperature range," *Proceedings of 10th International Heat Pipe Conference*, Clemson, USA.
- [19] Becker, S., Vershinin, S., Sartre, V., Laurien, E., Bonjour, J., and Maydanik, Y., 2010, "Steady state operation of a copper-water LHP with a flat-oval evaporator," *Applied Thermal Engineering*, (Article In Press), doi:10.1016/j.applthermaleng.2010.02.005.
- [20] Riehl, R.R., and Siqueira, T.C.P.A., 2008, "Heat transport capability and compensation chamber influence in loop heat pipes performance," *Applied Thermal Engineering*, 26(11-12), 1158-1168, doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.10.037.
- [21] Adoni, A.A., Ambirajan, A., Jasvanth, V.S., Kumar, D., and Dutta, P., 2009, "Effects of Mass of Charge on Loop Heat Pipe Operational Characteristics," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 23(2), 346-355, doi:10.2514/1.41618.
- [22] Li, J., Wang, D., and Peterson, G., 2010a, "Experimental studies on a high performance compact loop heat pipe with a square flat evaporator," *Applied Thermal Engineering*, 30, 741-752, doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.12.004.
- [23] Launay, S., Sartre, V., and Bonjour, J., 2008, "Analytical Model for Characterization of Loop Heat Pipes," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 22(4), 623-631, doi:10.2514/1.37439.
- [24] Maydanik, Y.F., 2010, "Review: Loop Heat Pipes With flat evaporators," *Applied Thermal Engineering*, 294-307, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences.

- [25] Hoang, T.T., and Ku, J., 2003, "Miniature Loop Heat Pipes for electronic cooling," *Proceedings of IPACK-03, International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition*, Maui, Hawaii, USA.
- [26] Li, J., Zou, Y., Cheng, L., Singh, R., and Akbarzadeh, A., 2010b, "Effect of fabricating parameters on properties of sintered porous wicks for loop heat pipe," *Powder Technology*, 204, 241–248, doi:10.1016/j.powtec.2010.08.008.
- [27] Yeh, C.C., Liu, B.H., and Chen, Y.M., 2004, "A study of loop heat pipe with biporous wicks," *Heat and Mass Transfer*, 44(12), 1537–1547, doi:10.1007/s00231-004-0387-3.
- [28] Mo, S., Hu, P., Cao, J., Chen, Z., Fan, H., and Fei, Y., 2006, "Effective Thermal Conductivity of Moist Porous Sintered Nickel Material," *International Journal of Thermophysics*, 27(1), 304–313, doi:10.1007/s10765-006-0030-9.
- [29] Xin, G., Cui, K., Zou, Y., and Cheng, L., 2010, "Reduction of effective thermal conductivity for sintered LHP wicks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2932–2934, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.02.056.
- [30] Li, J., Lv, L.U., 2010, "Performance investigation of a compact loop heat pipe with parallel Condensers," *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, 40–51.
- [31] Celata, G.P., Cumo, M., and Furrer, M., 2010, "Experimental tests of a stainless steel loop heat pipe with flat evaporator," *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(7), 866–878, doi:10.1016/j.expthermflusci.2010.02.001.
- [32] Cimbala, J.M., Brenizer, J.S., Chuang, A.P.Y., Hanna, S., Conroy, C.T., El-Ganayni, A.A., and Riley, D.R., 2004, "Study of a loop heat pipe using neutron radiography," *Applied Radiation and Isotopes*, 61(4), 701–708, doi:10.1016/j.apradiso.2004.03.104.

[33] Wang, G., and Nikanpour, D., 2007, "Visual Observations of Flow and Phase Phenomena in Loop Heat Pipes," *AIP Conference Proceedings*, 914, 291–298, doi:10.1063/1.2747444.

[34] d'Entremont, B.P., and Ochterbeck, J.M., 2009, "Investigation of Loop Heat Pipe Startup Using Liquid Core Visualization," *Heat 2008: Proceedings of the ASME Summer Heat Transfer Conference - 2008, Vol. 2*, 387–393.

[35] Launay, S., and Mekni, N., 2010, "Specifically Designed Loop Heat Pipe for Quantitative Characterization," *Proceedings of 15th International Heat Pipe Conference*, Clemson, USA.

[36] S. Launay, V. Sartre, J. Bonjour, "Loop Heat Pipes", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, October 13th, 2009.

[37] Yu.F. Maydanik, Yu.G. Fershtater, K.A. Goncharov, Capillary-pump loop for the thermal regulation of spacecraft, in: *Proc. of 7th European Symp. on Space Environmental and Control Systems*, Florence, Italy, 21–24 October 1991, pp. 87–92.

[38] Incropera, F.P., and Dewitt, D.P., "Fundamental of heat Transfer", *John Wiley and sons Inc., Toronto*, 1996.

[39] R.J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental results, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 1(1988) 36–47.

[40] M. Rafati, A.A. Hamidi, M. Shariati Niaser, Application of nanofluids in computer cooling systems (heat transfer performance of nanofluids), *Appl. Therm. Eng.* 48(2012) 91–96.

[41] Cheung, K.H., Hoang, T., Ku, J., and Kaya, T., 1998, "Thermal performance and operational characteristics of loop heat pipe (NRL LHP)," *14th International Conference On Environmental Systems, Danvers, MA, USA*, doi:DOI: 10.4271/9811813.

[42] Wrenn, K.R., Krein, S.J., Hoang, T.T., and Allen, R.D., 1999, "Verification of a Transient Loop Heat Pipe Model," *International Conference On Environmental Systems, SAE 1999-01-2010*, Denver, CO, USA, doi:10.4271/1999-01-2010.

[44] Pauken, M., and Rodriguez, J.I., 2007, "Performance Characterization and Model Verification of a Loop Heat Pipe," *International Conference On Environmental Systems*, SAE 2007-01-2317, Toulouse, FRANCE, doi: 10.4271/2007-01-2317.

[45] Ku, J., Ottenstein, L., Rogers, P., and Cheung, K., 2007, "Investigation of Low Power Operation in a Loop Heat Pipe," *1st International Conference On Environmental Systems*, SAE 2007-01-2192, Orlando, FL, USA, doi:DOI: 10.4271/2007-01-2192.

[46] Rodriguez, J.I., and Na-Nakornpanom, A., 2007, "Investigation of Transient Temperature Oscillations of a Propylene Loop Heat Pipe," *1st International Conference On Environmental Systems*, SAE 2007-01-2238, Orlando, FL, USA, doi: 10.4271/2007-01-2238.

[47] Chuang, P.Y.A., 2003, *An improved steady-state model of loop heat pipes based on experimental and theoretical analyses*, Ph.D. thesis, The Pennsylvania State University.

[48] Delil, A., Maydanik, Y., and Gerhart, C., 2003, "Development of Different Novel Loop Heat Pipes within the ISTC-1360 Project," *International Conference On Environmental Systems*, SAE 2003-01-2313, doi:DOI: 10.4271/2003-01-2313.

[49] Kaya, T., and Ku, J., 2007, "Performance characteristics of a terrestrial loop heat pipe," *18th Aerospace Sciences Meeting Exhibit*, Reno, NV, USA.

[50] Ogushi, T., Yao, A., Xu, J.J., Masumoto, H., and Kawaji, M., 2003, "Heat transport characteristics of flexible looped heat pipe under microgravity condition," *Heat Transfer – Asian Research*, 32, 381–390, doi: 10.1002/hjt.10092.

[51] Boo, J.H., and Chung, W.B., 2004, "Thermal performance of a smallscale loop heat pipe with pp wick," *Proceedings of 11th International Heat Pipe Conference*, 259–264, Shanghai, China.

[ΔΥ] Lee, W.H., Lee, K.W., Park, K.H., and Lee, K.J., 2004, “Study on working characteristics of loop heat pipe using a sintered metal wick,” *Proceedings of 13th International Heat Pipe Conference*, 266–269, Shanghai, China.

[ΔΖ] Mishkinis, D., Wang, G., Nikanpour, D., MacDonald, E., and Kaya, T., 2004, “Steady-state and transient loop heat pipe performance during periodic heating cycles,” *Proceedings of 13th International Heat Pipe Conference*, 71–77, Shanghai, China.

[ΔϜ] Zhang, H.X., Ding, T., Shao, X.G., Lin, G.P., Sudakov, R., and Maidanik, Y., 2004, “Effects of start-up on operation of loop heat pipes,” *Proceedings of 13th International Heat Pipe Conference*, 133–138, Shanghai, China.

[Δϝ] Riehl, R.R., and Dutra, T., 2004, “Development of an experimental loop heat pipe for application in future space missions,” *Applied Thermal Engineering*, 24(1), 101–112, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.04.010.

[ΔϞ] Chen, Y.M., Groll, M., Mertz, R., Maydanik, Y.F., and Vershinin, S.V., 2006, “Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe,” *International Journal of Thermal Sciences*, 46(11), 1084–1090, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.02.003.

[Δϟ] Pastukhov, V.G., and Maydanik, Y.F., 2007, “Low-noise cooling system for PC on the base of loop heat pipes,” *Applied Thermal Engineering*, 27.8.94–90, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.09.003.

[ΔϠ] Vershinin, S.V., and Maydanik, Y.F., 2007a, “Hysteresis phenomena in loop heat pipes,” *Applied Thermal Engineering*, 27(8-9), 962–968, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.08.016.

[Δϡ] Vershinin, S.V., and Maydanik, Y.F., 2007b, “Investigation of pulsations of the operating temperature in a miniature loop heat pipe,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(25-26), 5232–5240, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.024.

[60] Joung, W., Yu, T., and Lee, J., 2008, "Experimental study on the loop heat pipe with a planar bifacial wick structure," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(7-8), 1573-1581,

doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.07.048.

[61] Bai, L.Z., Lin, G.P., Zhang, H.X., and Wen, D.S., 2009, "Mathematical modeling of steady-state operation of a loop heat pipe," *Applied Thermal Engineering*, 29(13), 2643-2654, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.12.040.

[62] Huang, B.J., Huang, H.H., and Liang, T.L., 2009, "System dynamics model and startup behavior of loop heat pipe," *Applied Thermal Engineering*, 29(14-15), 2999-3008, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.03.018.

[63] Yeh, C.C., Chen, C.N., and Chen, Y.M., 2009, "Heat transfer analysis of a loop heat pipe with biporous wicks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(19-20), 4426-4434, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.059.

[64] Choi, J., Sung, B., Nguyen, X.H., J., Y., and Kim, C., 2010, "A study on the operation stability improvement of mLHP," *Proceedings of 15th International Heat Pipe Conference, Clemson, USA*.

[65] Joung, W., Hwang, H., and Lee, J., 2010a, "Experimental study on the operating characteristics of a capillary pumped loop with a flat evaporator," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(1-3), 268-275, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.032.

[66] Joung, W., Yu, T., and Lee, J., 2010b, "Experimental study on the operating characteristics of a flat bifacial evaporator loop heat pipe," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(1-3), 276-288, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.031.

[۶۷] Lin, G.P., Li, N., Bai, L.Z., and Wen, D.S., ۲۰۱۰, "Experimental investigation of a dual compensation chamber loop heat pipe," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, ۵۳(۱۵-۱۶), ۳۲۳۱-۳۲۴۰, doi:۱۰.۱۰۱۶/j.ijheatmasstransfer.۲۰۱۰.۰۳.۰۰۳.

[۶۸] Nagano, H., Fukuyoshi, F., Ogawa, H., and Nagano, H., ۲۰۱۰, "Investigation of a Small Loop Heat Pipe with PTFE Wick," *Proceedings of 15th International Heat Pipe Conference*, Clemson, USA.

[۶۹] Singh, R., Akbarzadeh, A., and Mochizuki, M., ۲۰۱۰, "Operational characteristics of the miniature loop heat pipe with non-condensable gases," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, ۵۳(۱۷-۱۸), ۳۴۷۱-۳۴۸۲, doi:۱۰.۱۰۱۶/j.ijheatmasstransfer.۲۰۱۰.۰۴.۰۰۸.

منابع فارسی:

[۳۸] غفاری، م.ح. طاهری، م. شفیعی، م.ب. سال ۱۳۹۰، "مبدل‌های حرارتی لوله گرمایی حلقوی؛ ساختار، کاربردها و تحلیل فرآیند آنها"، سومین همایش بین‌المللی مبدل‌های حرارتی، تهران.

Abstract

Loop heat pipe is a passive heat exchanger without moving mechanical device that are very suitable for transfer heat to medium fluxes with the lowest cost and highest performance in the smallest space. In this study, the performance of loop heat pipe in heat exchangers has been investigated empirically.

Loop heat pipe is formant of pipes with small diameter which after discharge the air inside of that, fill the evaporator section of the working fluid, partially.

Unlike conventional type which its pipes has a wick tubes in all parts, these heat pipes only have wick in the evaporator section.

The model used in this tube is in the form of a Loop-shaped and at the top is the condenser, and the bottom is evaporator, and the interface between these two parts is narrow-diameter insulation pipes.

The required heat flux is provided by torch. Hot air is driven into the channel of the evaporator section by a haustellate fan. For cooling, the blower fan has been used to direct cool air to the condenser section of the channel.

Also in this system, the working fluid of pure water has been used and the structure and pipes are made of copper with high purity.

The evaporator wick by using powder metallurgy technology has been made of copper, as well as these experiment, were investigated in the absence of the wick and a comparison was made between the two modes.

In this study, the cold air mass flow rate is fixed and the effects of mass flow, hot smoke and the inlet temperature of hot smoke was examined on system performance and thermal analysis was done.

The results show that increasing the flow rate of hot air decreases the temperature difference between the inlet and the outlet temperature of hot smoke channel and on the other hands, increasing the temperature of input hot smoke causes increasing the difference of input and output temperature of both channels. Increasing the mass flow rate of hot smoke reduces the system's energy efficiency, however, increasing the temperature of the system, does not necessarily result in increased efficiency

Also, an important issue that occurs in the absence of the wick is low startup time of system, the duration of the pre-heating of system is too long.

And also it is clear that with respect to the wick system, the efficiency is lower because we have more heat dissipation, because of the low thermal conductivity and low capillary level, system receives less heat from the system.

The obtained data show that the efficiency of the system until the speed of input hot smoke to the evaporator section reaches to 3,3 meters per second is going down with a gentle slope.

And from this speed to the next, efficiency decreases with a steeper slope and at some speed, and in particular powers faced with sharp loss of efficiency.

Key words: Loop heat pipe, Heat Transfer, Experimental Study, Wick



University of Shahrood
Department of Mechanical Engineering

Experimental study of Loop Heat Pipe

Mohammad Nouri

Supervisor:
Dr. Ali Abasnejad
Dr. Mohammad Mohsen Shahmardan

February ۲۰۱۵