

## بررسی تجربی عملکرد یک لوله ترموسیفون بسته دوفازی\*

حسین شکوهمند<sup>(۱)</sup>      عبدالله حسینی<sup>(۲)</sup>

**چکیده** یک تحقیق تجربی به منظور تعیین اثرات عوامل درگیر در عملکرد دائم لوله ترموسیفون بسته با استفاده از آب به عنوان سیال عامل انجام شده است. آزمایشات نشان داد که حداکثر بار حرارتی لوله ترموسیفون به مقدار جرم درون لوله بستگی کمی داشته و مقدار حداقل این جرم بدون داشتن منطقه استخری در تبخیرکننده تعیین و تغییرات توان لوله با دمای بخار ورودی به چگالنده با تئوری ناسلت مقایسه شده است. اثر آب خنک کننده چگالنده مورد تحلیل قرار گرفته و حداقل مقدار جرم در هر توان و نیز، مقدار بهینه جرم برای بیشترین توان لوله تعیین شده است. ضرایب انتقال حرارت جوشش در تبخیرکننده و چگالش در چگالنده در توان‌های مختلف لوله و همچنین، روند تغییرات کلی انتقال حرارت لوله بر مبنای اختلاف دمای دیواره چگالنده و تبخیرکننده مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. نتایج بدست آمده می‌تواند در مطالعات بهینه‌سازی و طراحی لوله ترموسیفون برای آب و دیگر سیالات مورد توجه قرار گیرد.

**واژه‌های کلیدی** ترموسیفون، تقطیر، دوفازی، لوله حرارتی.

## Experimental Investigation of a Two Phase Closed

### Thermosyphon

H. Shokouhmand

A. Hassani

**Abstract** An experimental investigation has been performed to determine the affecting parameters on the steady state performance of a two phase closed thermosyphon with water as the working fluid. The experimental results show a negligible effect of the mass of the fluid in the pipe on the maximum heat load of the thermosyphon. The minimum mass of the fluid has been determined. The pipe power variation with entering vapour temperature of the condenser has been compared with Nusselt Theory. Other parameters determined from the experiments are: effect of condensing water and the minimum mass value at each power, optimum mass for maximum power, boiling and condensation heat transfer coefficient in evaporator and condenser temperature difference. The results of this experiment are usefull in design and optimization of thermosyphon for water and other fluids.

**Key Words** Thermosyphon, Condensation, Two Phase, Heat Pipe.

\* نسخه اولیه مقاله در تاریخ ۸۰/۷/۲۲ و نسخه نهایی آن در تاریخ ۸۱/۲/۱۴ به دفتر نشریه رسیده است.

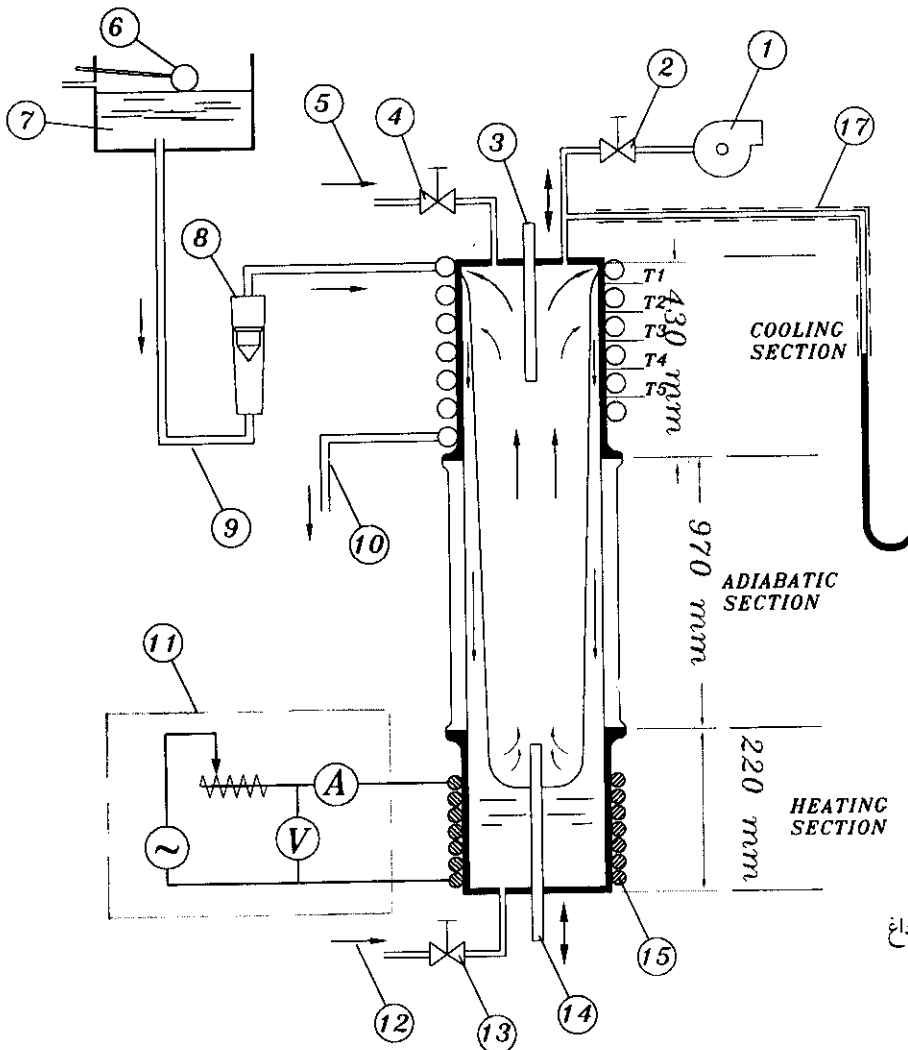
۱ - استناد دانشکده فنی، دانشگاه تهران

۲ - دانشجوی دکتری دوره عالی تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی

طریق دیواره تبخیر کننده منجر به تغییر فاز سیال عامل موجود در تبخیر کننده شده و بخار سیال عامل پس از عبور از منطقه بی در رو لوله، به منطقه چگالنده می رسد و در این منطقه با از دست دادن گرمای نهان خود مجدداً به مایع تبدیل می شود. لایه مایع تحت اثر شتاب جاذبه، به منطقه تبخیر کننده برگشته و این سیکل مجدداً تکرار می شود. به دلیل داشتن ساختمانی نسبتاً ساده، مقاومت حرارتی کم، محدودیت های کاربرد اندک و هزینه های ساخت ناچیز، لوله های ترموسیفون بخشی از کاربردهای عملی را به خود اختصاص داده اند. از کاربردهای آن

مقدمه

شکل (۱) نشان دهنده یک سیستم لوله ترموسیفون بسته از نوع ثقلی است. وجود همزمان فرآیندهای حرارتی جوشش و چگالش در این لوله، آن را قادر به عبور نرخ های نسبتاً زیاد حرارت نموده است. در مقایسه با لوله های حرارت که در آنها از اثر موینگی فتیله در جداره لوله برای بازگرداندن مایع چگالش شده به تبخیر کننده بهره گرفته می شود، در لوله ترموسیفون، اثر شتاب جاذبه و یا نیروهای گریز از مرکز این وظیفه را برعهده می گیرد. در حین کارکرد دائم لوله، حرارت منتقل شده از



- ۱- پمپ خلاء
- ۲- شیر تخلیه هوا
- ۳- ترموکوپل متحرک
- ۴- شیر تخلیه هوا
- ۵- لوله شارژ
- ۶- مخزن ارتفاع ثابت
- ۷- آب خنک کننده
- ۸- دبی سنج
- ۹- لوله ورود
- ۱۰- لوله خروج
- ۱۱- برد الکترونیکی
- ۱۲- لوله تخلیه سیال
- ۱۳- شیر تخلیه سیال
- ۱۴- ترموکوپل متحرک
- ۱۵- گرم کننده در حمام آب داغ
- ۱۶- مانومتر جیوه ای
- ۱۷- گرم کن بخار

شکل ۱ دستگاه آزمایش تجربی

نداشتن فتیله و در نتیجه عدم تجمع مایع در فتیله در شرایط غیر دائم پاسخی بسیار سریعتر در مقایسه با لوله‌های حرارت فتیله‌دار از خود نشان می‌دهد.

### تجهیزات آزمایش

در شکل (۱) دیاگرام شماتیک دستگاه آزمایش نشان داده شده است. دستگاه حاضر از روی نمونه‌های آزمایشگاهی دیگر محققین [4] مشابه‌سازی شده و تنها تفاوت آن بالاتر بودن دقت تجهیزات اندازه‌گیری است. از جمله این تجهیزات می‌توان به ترمومترها، دبی‌سنج و برد الکترونیک اشاره کرد. کاهش خطاهای اندازه‌گیری در توان لوله از پنج درصد به حداکثر دوونیم درصد و همچنین دمای نقاط از نیم درجه سانتی‌گراد به حدود یک دهم درجه سانتی‌گراد، در طول آزمایشات بوده است. جزء اصلی دستگاه یک لوله حرارت ثقلی است که به طور قائم نصب شده (ترموسیفون) و قطر داخلی و طول کلی آن به ترتیب ۲۶mm و ۱/۶۲m است. این لوله از سه قسمت اصلی تشکیل شده است. مقطع گرمایی یا تبخیرکننده به طول ۲۲cm، مقطع بی‌دررو (عایق) به طول ۶۷cm و مقطع سرمایی یا چگالنده به طول ۴۳cm می‌باشد که مقطع بی‌دررو لوله کاملاً عایق شده است و وظیفه انتقال جرم و حرارت از مقطع گرمایی به مقطع سرمایی لوله را برعهده دارد. در مقطع سرمایی به‌وسیله کنترل مقدار جریان آب خنک‌کننده دمای دیواره چگالنده در حدود ۳۰°C ثابت نگه داشته شده است. همچنین، برای ثابت نگه‌داشتن دمای دیواره تبخیرکننده، آن را در یک حمام آب داغ که دمای آن کنترل می‌شود قرار داده‌ایم. مقدار بار حرارتی واقعی لوله ترموسیفون، با اندازه‌گیری مقدار جریان آب خنک‌کننده چگالنده و افزایش دمای آن تعیین می‌شود. سیال عامل لوله نیز آب مقطر با خلوص بالا (حدود

می‌توان رطوبت‌گیری در سیستم‌های تهویه مطبوع، گرمایش در سیستم‌های خورشیدی، یخ‌زدایی ریل‌های قطار، سیستم‌های حرارتی ذخیره‌ای انرژی سیستم‌های نگهداری اکسیژن مایع، خنک‌کردن پره‌های توربین و مدارات حساس الکترونیکی را نام برد [1,2].

مشخصه‌های انتقال حرارت یک لوله ترموسیفون به‌وسیله عواملی از قبیل ترمودینامیک سیال عامل، خشک شدن تبخیرکننده (Dry Out) یا فلاکس بحرانی، تداخل در مرز مشترک مایع برگشتی و بخار بالارونده (Flooding)، و اثرات فرآیندهای چگالش، محدود می‌شوند. کارهای تجربی که روی لوله ترموسیفون انجام شده، عمدتاً به منظور تعیین روابط نیمه‌تجربی برای تعیین نقطه طغیان (Flooding Point) و فلاکس بحرانی تبخیرکننده (CHF) انجام شده‌اند [3]. کارهای انجام شده توسط Imura [3] و همکارانش و Shirashi [4]، عموماً به دلیل پیچیدگی تحلیل کل لوله، به بررسی پدیده‌های مستقل از قبیل انتقال حرارت در استخر مایع، لایه مایع در حال ریزش و یا مکانیزم طغیان محدود شده است. در کار تجربی حاضر، اثر برخی از این عوامل بررسی شده و نیز، اثرات آنها بر یکدیگر ارزیابی شده است. همچنین، از معیارهای جلوگیری از پدیده طغیان در لوله [5] به منظور انجام آزمایشات بهره‌گرفته شده است.

همان‌طور که در شکل (۱) نشان داده شده است، در لوله ترموسیفون فرآیندهای فیزیکی که باید مد نظر قرار گیرند عبارتند از:

- ۱- حرارت عبور کرده از دیواره تبخیرکننده
  - ۲- جوشش در منطقه تبخیرکننده
  - ۳- چگالش در منطقه چگالنده
  - ۴- حرارت عبور کرده از دیواره چگالنده
  - ۵- حرکت لایه مایع ریزشی و بخار بالارونده
- در مقایسه با لوله‌های حرارت، لوله ترموسیفون به‌دلیل

کندانس بخار ورودی به آن، روی جداره لوله یک گرم کن نواری کوچک نصب شده است. برای ثابت نگه داشتن جریان آب خنک کننده در چگالنده نیز از یک مخزن با ارتفاع ثابت استفاده شده است.

### بررسی نتایج

به منظور تعیین رفتار لوله ترموسیفون، آزمایش های متعددی روی سیال عامل آب انجام شده است. یکی از عوامل مهم در عملکرد لوله ترموسیفون جرم سیال عامل است. کم بودن جرم سیال عامل باعث خشک شدن منطقه تبخیرکننده قبل از بازگشت مایع چگالش شده از چگالنده لوله ترموسیفون می گردد و زیاد بودن بیش از اندازه آن منجر به بروز مشکلات ترمودینامیکی از قبیل افزایش نقطه جوش سیال عامل می شود.

آزمایشات اولیه به منظور تعیین مقدار جرم بهینه و نیز حداقل جرم مورد نیاز برای کارکرد پایدار لوله، انجام شده است. در شکل (۲) نتایج حاصل از این آزمایشات آورده شده است. در این آزمایشها، دمای دیواره تبخیر کننده و مقدار جریان آب خنک کننده چگالنده ثابت نگه داشته شده است.

همان طور که در شکل نشان داده شده است، برای کارکرد پایدار لوله، اولین نقطه، نشاندهنده حداقل مقدار جرم مایع درون لوله است که در آن عمق مایع در تبخیر کننده برابر صفر بوده است. در این نقطه، با به صفر رسیدن عمق مایع در منطقه استخری، دمای کف لوله دارای نوسانات شدید شده و در نهایت دمای آن به طور ناگهانی بالا می رود. در صورتی که مقدار جرم از این حد کمتر باشد، شاهد پدیده خشک شدن (Dry Out) تبخیرکننده و یا نقصان برگشت مایع در این منطقه هستیم. افزایش بیشتر جرم مایع، منجر به پیدایش یک استخر مایع در کف منطقه تبخیرکننده می شود.

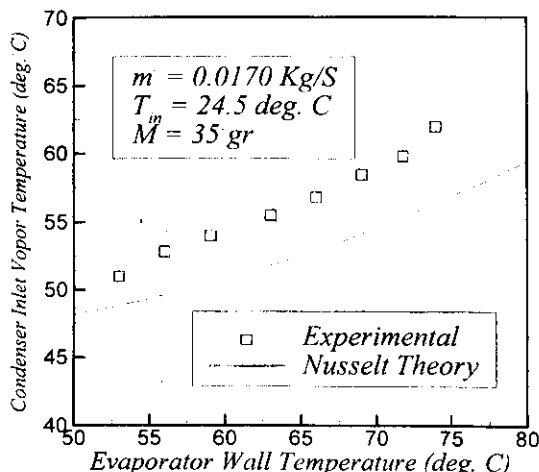
پنج میکروزیمنس) است. پس از تزریق آب به درون لوله، با گرم کردن آن هوای درون لوله را خارج کرده و با اندازه گیری فشار سیستم به وسیله یک مانومتر حساس جیوه ای، و انطباق آن با جدول فشار بخار آب (با احتساب فشار بارومتريک محل آزمایش در تهران) از عاری بودن لوله از هوا، اطمینان حاصل می کنیم. با نصب دو عدد ترموکوپل، دمای مایع را در منطقه استخری تبخیرکننده و همچنین دمای بخار را در مقطع چگالنده اندازه گیری می کنیم. برای اندازه گیری دمای دیواره چگالنده از پنج نقطه اتصال در طول دیواره کمک گرفته ایم. دمای آب ورودی و خروجی خنک کننده چگالنده به وسیله ترمومترهایی از نوع AD590 LH با دقت  $0.1^{\circ}\text{C}$  اندازه گیری شده و مقدار جریان آب خنک کننده توسط یک عدد دبی سنس از نوع روتامتر با دقت نقطه ای یک درصد تعیین شده است. برای اندازه گیری دمای بخار نیز از یک ترموکوپل متحرک در طول لوله استفاده شده است. توان گرم کننده حمام در تبخیرکننده حداکثر  $50\text{ W}$  است. توان این گرم کن نیز با اندازه گیری ولتاژ و جریان مؤثر به وسیله یک مدار الکترونیکی تعیین می شود. با داشتن توان داده شده در تبخیرکننده و اندازه گیری حرارت دفع شده در چگالنده در هر آزمایش توسط دبی آب خنک کننده و افزایش دمای آن در چگالنده اتلافات کل لوله در هر درجه حرارت تعیین می شود. حداکثر اتلاف لوله حدود  $8\%$  توان گرم کن تعیین شده است. برای ثابت نگهداشتن دمای دیواره تبخیرکننده، کل منطقه گرمایی لوله را در یک حمام آب داغ قرار داده و به وسیله گرم کن الکتریکی، درجه حرارت آن را متناسب با نیاز، کنترل می کنیم.

برای اندازه گیری فشار درون سیستم از یک دستگاه مانومتر جیوه ای استفاده شده که برای جلوگیری از

(ناسلت)، برای تجزیه و تحلیل نرخ چگالش در روی یک صفحه عمودی در دمای ثابت و با در نظر گرفتن فرضیاتی از جمله داشتن جریان آرام روی سطح، دمای اشباع در فاز بخار و عدم وجود تنش برشی در مرز بخار بالارونده و مایع در حال ریزش، با در نظر گرفتن خواص ثابت در سیال ارائه شده است.

همان طور که انتظار می‌رفت، افزایش دمای دیواره تبخیرکننده (به عنوان عامل محرک انتقال حرارت) منجر به افزایش تنش برشی بین مرز مشترک بخار بالارونده و سیال در حال ریزش می‌شود. به نظر می‌رسد این پدیده یکی از علت‌های دورتر شدن پیش‌بینی تئوری ناسلت از مقادیر تجربی به دلیل عدم احتساب اثرات تنش برشی مایع و بخار در تئوری فوق است.

در شکل (۴) اثر مقدار آب خنک‌کننده چگالنده بر نرخ انتقال حرارت نشان داده شده است. همان طور که در شکل نشان داده شده، برای توان‌های کمتر از  $300 \text{ W}$ ، نرخ حرارت منتقل شده از لوله، شدیداً به دبی آب خنک‌کننده چگالنده، وابسته است ولی در دبی‌های نسبتاً زیاد، توان حرارتی منتقله توسط لوله تغییرات محسوسی نداشته و از دبی جریان آب خنک‌کننده چگالنده مستقل می‌شود.

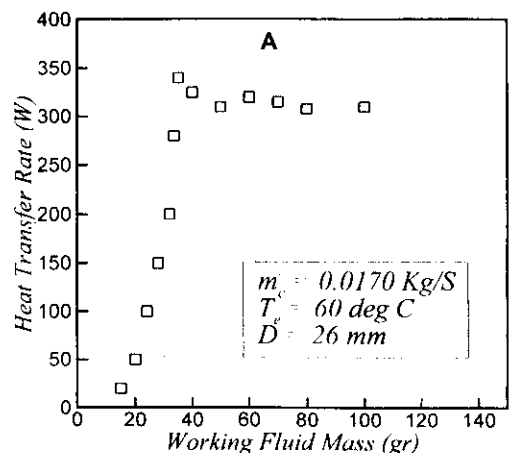


شکل ۳ تغییرات دمای بخار با دمای دیواره تبخیرکننده

از نظر فیزیکی زیاد شدن فشار هیدرواستاتیک در استخر مایع به همراه افزایش عمق استخر مایع، به طور همزمان، منجر به افزایش انتقال حرارت شده ولی این افزایش فشار، باعث بالارفتن نقطه جوش مایع نیز می‌شود. این اثر در شرایط کاری به خصوص فشارهای خلاء، از اهمیت زیادی برخوردار است [4]. نقطه A در شکل نشان دهنده بیشترین نرخ انتقال حرارت بوده و در واقع نقطه بهینه برای تعیین مقدار مایع درون لوله است. با افزایش جرم مایع درون لوله، اثر افزایش نقطه جوش حاکم شده و انتقال حرارت بتدریج کاهش می‌یابد. این موضوع قبلاً به وسیله محققین دیگر نیز مورد بررسی قرار گرفته است [6].

این مقدار بهینه تابعی از عوامل هندسی و فیزیکی لوله از جمله قطر، طول و شرایط کارکرد ترموسیفون (فشار و دمای کارکرد) است. در کلیه آزمایشات از این مقدار جرم بهینه برای تحلیل دیگر عوامل مؤثر در لوله استفاده شده است.

در شکل (۳) چگونگی تغییرات دمای مغز بخار بر حسب دمای دیواره تبخیرکننده، با ثابت نگاه داشتن دیگر عوامل، رسم شده و نتایج بدست آمده از آزمایش با تئوری ناسلت [7] نیز مقایسه شده است. این تئوری

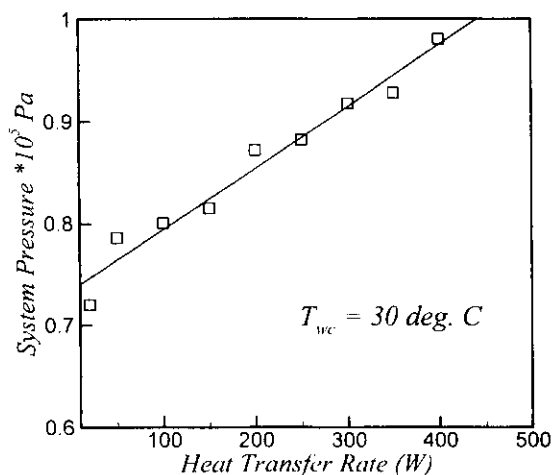


شکل ۲ انتقال حرارت بر حسب جرم کل لوله

شیب متوسط این خط، قابل محاسبه است. برای لوله با شرایط فوق، این ضریب در حدود  $22000 \text{ W/m}^2\text{C}$  است که در مقایسه با ضریب هدایت حرارتی مس  $386 \text{ W/m}^2\text{C}$  برای مقطع تو پر شصت و پنج برابر بیشتر است. این موضوع از مزیت‌های مهم این نوع لوله‌ها به حساب می‌آید.

در شکل (۷) نحوه تغییرات اختلاف دمای دیواره تبخیر کننده و دمای بخار اشباع بر حسب شار حرارتی دیواره تبخیر کننده نشان داده شده است. شیب این منحنی نشانگر ضریب انتقال حرارت جوشش (h) در تبخیر کننده لوله ترموسیفون است که مقدار متوسط آن در حدود  $750 \text{ W/m}^2\text{C}$  می‌باشد.

نهایتاً در شکل (۸) تغییرات اختلاف دمای بخار ورودی به منطقه چگالنده و دمای دیواره چگالنده بر حسب توان حرارتی چگالنده، در حالتی که دمای دیواره چگالنده ثابت بوده، نشان داده شده است. در همین شکل نتایج حاصل از تئوری ناسلت [7] نیز برای آب نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل نشان داده شده، پیش‌بینی تئوری ناسلت بدلیل عدم احتساب تنش‌های برشی در مرز مشترک مایع و بخار و دیگر فرضیات تئوری فوق، با مقادیر اندازه‌گیری شده تجربی اختلاف دارند.

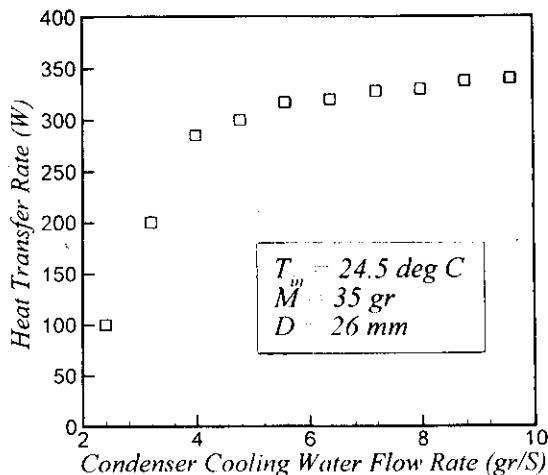


شکل ۵ تغییرات فشار سیستم با توان

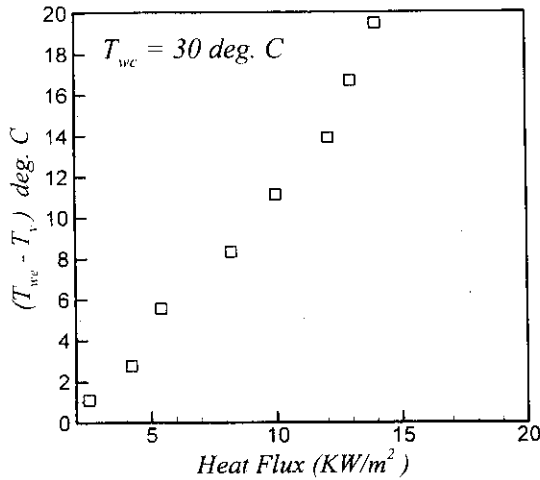
این وابستگی، از کاهش دمای دیواره چگالنده در اثر افزایش جریان آب در گردش آن، ناشی می‌شود. در کاربردهای عملی تعیین حداقل دبی بهینه جریان آب خنک کننده چگالنده برای حصول حداکثر نرخ انتقال حرارت ضروری به نظر می‌رسد. در شکل (۵) نحوه تغییرات توان حرارتی لوله ترموسیفون با فشار کل سیستم در شرایطی که دمای سطح چگالنده ثابت بوده، نشان داده شده است.

با افزایش توان انتقال یافته از لوله، دمای دیواره تبخیر کننده و در نتیجه دمای بخار درون لوله افزایش یافته و منجر به افزایش فشار سیستم به صورت تقریباً خطی شده است. برطبق آزمایشات انجام شده، دمای سطح چگالنده نقشی بسیار اساسی در تعیین فشار کارکرد سیستم داشته، بطوریکه با کاهش آن فشارهای نسبتاً کمی را در توان‌های متوسط و زیاد، خواهیم داشت.

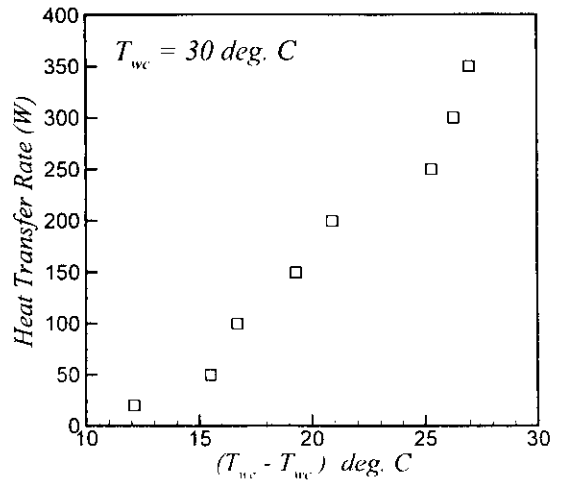
یکی از مهمترین عوامل در راندمان سیکل‌های حرارتی (کارنو)، توان عبوری به ازاء اختلاف دمای منابع سرد و گرم است. در شکل (۶) نحوه تغییرات توان لوله بر حسب اختلاف دمای کلی دیواره تبخیر کننده و چگالنده نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل نیز مشهود است، این تغییرات خطی بوده و مقدار متوسط هدایت حرارتی کل لوله (به ازاء واحد سطح مقطع) K به کمک



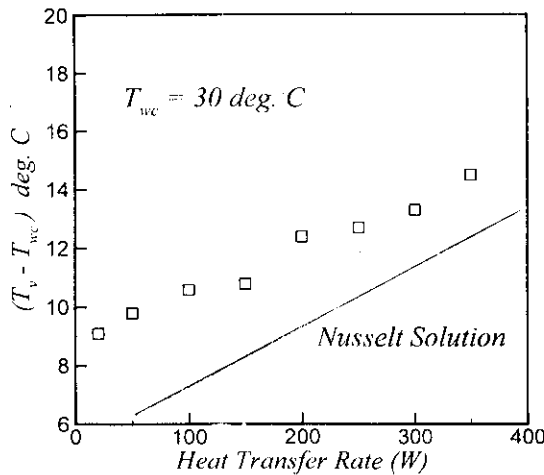
شکل ۶ تغییرات توان لوله با دبی آب چگالنده



شکل ۷ تغییرات اختلاف دمای کلی بر حسب شار



شکل ۶ تغییرات توان بر حسب اختلاف دمای کلی



شکل ۸ تغییرات اختلاف دمای بخار ورودی به چگالنده و دمای دیواره چگالنده بر حسب توان لوله

دارد.

### نتیجه گیری

- ۲- با افزایش نرخ انتقال حرارت، اثر تنش برشی بین مرز مشترک بخار و مایع حائز اهمیت شده و این اثر باعث بالا رفتن دمای بخار مورد نیاز برای انتقال توان ثابت از لوله می شود.
- ۳- تغییر دبی آب در منطقه چگالنده، مخصوصاً در دبی کم، به تغییر قابل ملاحظه‌ای در توان انتقال یافته از لوله منجر می شود.
- ۴- ضریب انتقال حرارت جوشش در تبخیرکننده و

در این مقاله یک روش تجربی برای بررسی عوامل موثر در لوله ترموسیفون ارائه شد و طی آزمایشات انجام شده نتایج زیر حاصل گردید:

- ۱- مقدار جرم درون لوله میزان بهینه‌ای است که منجر به انتقال بیشترین نرخ حرارت برای لوله خواهد بود. این مقدار بهینه به خواص ترموفیزیکی سیال عامل، شرایط کارکرد، هندسه ترموسیفون و مکانیزم انتقال حرارت در استخر مایع جمع شده در تبخیرکننده بستگی

فهرست نشانه‌ها		
D	قطر لوله	همچنین، ضریب کلی انتقال حرارت لوله در محدوده آزمایش‌های انجام شده، تقریباً مقدار ثابت و قابل
T	درجه حرارت	توجهی است.
m	دبی جرمی آب خنک‌کننده	۵- برای پیش‌بینی رفتار لوله، به کار گرفتن تئوری
M	جرم کل	ناسلت بدلیل ملحوظ نشدن اثرات تنش برشی از دقت کافی برخوردار نیست.
زیرنویس		در حال حاضر آزمایشات دیگری به منظور تعیین
c	کندانسور	اثرات نسبت طول تبخیرکننده به چگالنده و نیز، دمای
e	اواپراتور	تبخیرکننده به منظور دستیابی به بیشترین توان منتقله از
in	ورودی	لوله در حال انجام است.
v	بخار	

### مراجع

1. F. Dobran, "Heat Pipe Search and Development in the America", Heat Recovery Systems CHP 9, pp. 67-100, (1989).
2. G. S. H. Lock, "The Tubular Thermosyphon", Chaps 1 and 3, Oxford University Press, (1992).
3. H. Imura, et al., "Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 26, pp. 1181-1188, (1983).
4. M. Shiraishi, et al., "Investigation of Heat Transfer Characteristics in Heat pipe Technology", (Edited by reay), pp. 95-104, Pergamon Press, New York, (1981).
5. C. L. Tien, and K. S. Chung, "Entrainment limits in heat pipes", *ALAA JL* 17, 643-646, (1981).
6. K. Negish, et al., "Heat transfer performance of a corrugated tube thermosyphon", *Heat Transfer (JPN)*, 20, pp. 144-168, (1991).
7. F. P. Incorpera, and D. P. David, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", Chap. 10, John Wiley and Sons, New York, (1990).
8. M. S. EL-Genk, and H. H. Saber, "Liquid pool heat transfer in small Cylindrical Enclosures, Uniform Heating", *AICHE Symposium Series-Heat Transfer, Baltimore, Maryland*, 10-12, August, (1997).