

طراحی و ساخت مبدل حرارتی مایع - گاز با استفاده از لوله‌های گرمایی

مهدی معرفت^۱، سید جلال قائم‌مقامی^۱، صادق خداویسی^۲

۱- عضو هیأت علمی دانشگاه تربیت مدرس (بخش مکانیک)

۲- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، تبدیل انرژی

چکیده

لوله‌های گرمایی و سایلی با قابلیت انتقال حرارت بالا هستند با توجه به خصوصیات حرارتی آنها، نظریاتی در رابطه با تئوری و ساخت مبدل حرارتی مایع - گاز (رادیاتور) با استفاده از لوله‌های (ZrO_2) صورت گرفته است. مبدل حرارتی ساخته شده از ۱۸ عدد ترموسیفون (لوله گرمایی بدون فیله) در دو ردیف به صورت آرایشی هندسی مثلثی تشکیل شده است. حرارت از آب گرم به قسمت پایین مبدل حرارتی (بیرون تبخیر کننده لوله گرمایی) منتقل می‌شود و عمل دفع حرارت از قسمت بالای مبدل حرارتی نوسط دمیدن هوا انجام می‌گیرد.

محاسبات نشان می‌دهد محدودیت جوش حداقل مقدار محدودیت لوله گرمایی است و چون در شرایط طراحی ظرفیت هر ترموسیفون کمتر از مقدار محدودیت جوش است بنابراین اطمینان حاصل می‌شود که لوله گرمایی در عملکرد خود به محدوده بحرانی نمی‌رسد. محاسبات نشان می‌دهد مبدل حرارتی مورد استفاده به ازاء دبی ۶ لیتر در دقیقه آب گرم 80°C درجه سانتی گراد، توانایی انتقال حرارت 190W را دارا می‌باشد در آزمایش نرخ انتقال حرارت 1730W وات اندازه‌گیری شده است. مقایسه این دو عدد صحت محاسبات و کارایی خوب مبدل حرارتی ساخته شده را تأیید می‌کند [۱].

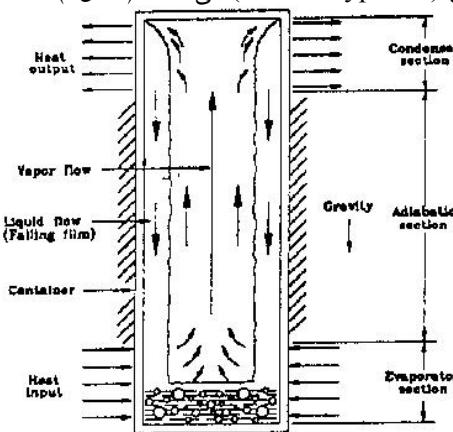
نتایج محاسبات ضریب انتقال حرارت خارج چگالنده و داخل چگالنده در حالت تئوری و آزمایش همخوانی خوبی دارند ضریب انتقال حرارت داخلی در ترموسیفونهای مورد استفاده $7900 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ می‌باشد در حالی که برای لوله مبدل‌های عادی این ضریب بسیار کمتر در حدود $230 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ می‌باشد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت استفاده از لوله گرمایی در مبدل حرارتی مایع - گاز کارایی آن را بهبود قابل توجهی می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: لوله گرمایی، ترموسیفون، مبدل حرارتی، رادیاتور

مقدمه

لوله‌های گرمایی یکی از وسایل انتقال گرما بوده و در بیشتر موارد یکی از بهترین روش‌های انتقال گرما محسوب می‌شود. شکل اولیه از لوله‌های گرمایی لوله‌های پرکینز^۱ است که در نیمه دوم قرن نوزدهم توسط پرکینز معرفی شده است، مفهوم لوله گرمایی در سال ۱۹۴۴ توسط گاگلر^۲ ارائه گردید.

هر لوله گرمایی شامل ظرف، سیال کارگر و فتیله می‌باشد، در صورتی که لوله گرمایی بدون فتیله باشد یعنی عمل برگشت مایع از چگالنده به تبخیرکننده توسط نیروی جاذبه صورت نگیرد لوله گرمایی را ترموسیفون (Thermosyphon) می‌نامند. (شکل ۱)



شکل ۱- شماتیک ترموسیفون

در دهه اخیر مقالات زیادی در این زمینه منتشر شده و در حال حاضر تحقیقات در مورد این وسیله ارزشمند ادامه دارد. یکی از موارد کاربرد این وسیله به عنوان مبدل حرارتی مایع - گاز (رادیاتور) می‌باشد که در این مقاله به آن پرداخته می‌شود.

مزیت این وسایل انتقال حرارت از منبع گرم به منبع سرد به صورت پیوسته و بدون استفاده از هرگونه وسیله یا ابزار مکانیکی یا الکتریکی است. همچنین انتقال گرما بین دو محیط، با اختلاف دمایی بسیار کم امکان پذیر می‌باشد و محدوده کارکرد دمایی بسیار وسیع (از $4^{\circ}K$ تا $260^{\circ}K$) داردند.^[۲]

در این پژوهه یک مبدل حرارتی مایع - گاز (رادیاتور) با استفاده از ترموسیفون‌های دو فازی طراحی و ساخته شده است، بدین صورت که آب گرم از روی مجموعه ترموسیفون‌ها عبور می‌کند و حرارت از آب گرم به قسمت تبخیرکننده منتقل می‌شود و سیال کارگر تبخیر شده به سمت چگالنده می‌رود و عمل چگالش با استفاده از یک منبع سرد (توسط دمیدن هوا بر روی چگالنده) انجام می‌گیرد و سیال کارگر به سمت تبخیر کننده بر می‌گردد و این عمل به صورت

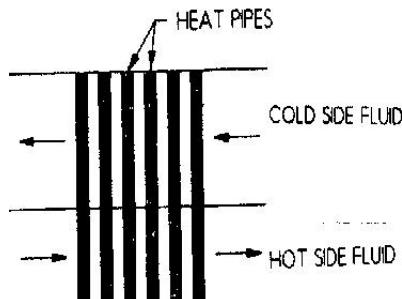
1- Perkins

2- R.S.Gouglar

پیوسته ادامه می‌یابد. در ادامه تئوری، طراحی و نتایج آزمایش مبدل حرارتی ترموسیفونی ارائه خواهد شد.

طراحی مبدل حرارتی

مبدل حرارتی یادشده از ۱۸ عدد ترموسیفون در دو ردیف با آرایش هندسی مثلثی کنار هم چیده شده است. قطر خارجی و داخلی لوله‌ها ($d_o = 10/2\text{ mm}$), $d_i = 8/8\text{ mm}$) و طول لوله (۳۲.۰ mm) می‌باشد (شکل ۲).



شکل ۲- مبدل حرارتی لوله گرمایی

جهت طرح مبدل حرارتی، عکس العمل یکی از ترموسیفون‌ها را مورد بررسی قرار داده و نتیجه را برای مبدل حرارتی فشرده تعمیم می‌دهیم.

۴۳

نشریه انرژی ایوان / سال هشتم / شماره ۷ / اردیبهشت ۱۳۹۶

انتخاب سیال کارگر

مهمترین نکاتی که برای انتخاب سیال کارگر باید مورد توجه قرار داد عبارتند از: ۱- بالا بودن جرم حجمی سیال ۲- بالا بودن قابلیت رسانایی گرمایی ۳- بالا بودن کشش سطحی ۴- کم بودن ویسکوزیته سیال ۵- سازگاری با فتیله و دیواره است. مشخصه‌های فوق را می‌توان با تعریف

عدد مریت به صورت $M = \frac{\sigma \cdot \rho_0 h_{fg}}{\mu}$ به هم مربوط کرد. بنابراین برای تعیین شرایط کارکرد لوله گرمایی، سیالی باید انتخاب کرد که در شرایط طرح عدد مریت بالاتری داشته باشد [۳]. طرح مورد نظر تحت عنوان مبدل حرارتی مایع - گاز جهت انتقال حرارت از آب گرم به هوای محیط می‌باشد (رادیاتور)، رنج دمایی مورد استفاده این وسیله دما پایین (60°C تا 80°C) می‌باشد. بنابراین آب به دلیل اینکه عدد مریت بالاتری دارد، به عنوان سیال کارگر انتخاب شده است [۱]. لوله‌ها از جنس مس که دارای ضریب گرمایی بالا و سازگاری با سیال کارگر آب دارد، استفاده شده است.

آنالیز حرارتی

mekanizmehai اصلی انتقال حرارت در لوله‌های گرمایی عبارتند از:

۱) انتقال حرارت از طریق هدایت در عرض دیواره لوله و فتیله اشباع شده از مایع در تبخیرکننده و چگالنده.

۲) انتقال محوری گرمای نهان بوسیله بخار از تبخیرکننده به چگالنده.

برای محاسبه گرمای جذب شده از تبخیرکننده و گرمای دفع شده از چگالنده ابتدا باید مقاومت‌های حرارتی معادل را محاسبه نمائیم که مهمترین این مقاومت‌ها عبارتند از: مقاومت خارجی چشمی و چاه حرارت، مقاومت شعاعی دیواره لوله و پره‌ها و مقاومت شعاعی فیلم مایع و جریان بخار در لوله می‌باشد [۴ و ۵].

مقاومت معادل برای قسمت تبخیرکننده برابر است با:

$$R_e = R_{ext,e} + R_{p,e} + R_{l,e} + R_{v,e} \quad (1)$$

بنابراین حاصلضرب ضریب انتقال حرارت کلی در تبخیرکننده و سطح تبخیرکننده برابر است با:

$$U_h \cdot A_h = \frac{1}{R_e} = \frac{1}{\frac{1}{h_{out,e} \cdot A_e} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k_{cu} \cdot L_e} + \frac{\ln(r_i / r_l)}{2\pi k_l \cdot L_e} + \frac{1}{h_{in,e} \cdot A_e}} \quad (2)$$

که $h_{in,e}$ از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲].

$$h_{in,e} = \frac{4}{3} \left[\frac{\rho_l^2 K^3 g h_{fg}}{4\mu_l (T_{p,e} - T_{sat}) \cdot L_e} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3)$$

مقاومت معادل برای قسمت چگالنده برابر است با:

$$R_c = R_{ext,c} + R_{p,c} + R_{l,c} + R_{v,c} \quad (4)$$

بنابراین حاصلضرب ضریب انتقال حرارت کلی در چگالنده و سطح چگالنده برابر است با:

$$U_c \cdot A_c = \frac{1}{R_c} = \frac{1}{\frac{1}{\zeta_{out,c} \cdot h_{out,c} \cdot A_c} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k_{cu} \cdot L_c} + \frac{\ln(r_i / r_l)}{2\pi k_l \cdot L_c} + \frac{1}{h_{in,c} \cdot A_c}} \quad (5)$$

که $h_{in,c}$ از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲].

$$h_{in,c} = \frac{4}{3} \left[\frac{\rho_l^2 K^3 g h_{fg}}{4\mu_l (T_{sat} - T_{p,c}) \cdot L_c} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (6)$$

محدودیت‌های لوله گرمایی
لوله گرمایی اگر چه وسیله بسیار مناسبی جهت انتقال حرارت می‌باشد، اما در این زمینه با محدودیت‌هایی شامل محدودیت مویینگی، محدودیت جوشش، محدودیت صوتی، محدودیت روند

فرآیند و محدودیت خشک شدن مواد می‌شود. در ترموسیفون‌ها محدودیت مویینگی وجود ندارد و سیال کارگر تحت اثر نیروی جاذبه از چگالنده به تبخیر کننده بر می‌گردد.

الف) محدودیت جوش: در اثر جوشش حباب تشکیل می‌گردد و با افزایش شار حرارتی حباب‌ها سریع‌تر تشکیل شده، هنگامی که جمعیت حباب‌ها خیلی زیاد شود این حباب‌ها با هم ائتلاف می‌کنند و فیلم بخار در روی سطح در تماس حرارت تشکیل می‌دهند و باعث ایجاد نقاط داغ روی سطح می‌شوند همچنین مقاومت گرمایی فیلم بخار موجب کاهش انتقال حرارت می‌گردد. q. حداکثر مقدار گرمایی که باعث رسیدن به این حد می‌شود از رابطه (۷) بدست می‌آید [۳].

$$\frac{q.C_p^\gamma}{h_{fg}^2 \cdot \rho_v \cdot k_l} pr^{-0.71} = 1.02 * 10^{-6} \left[\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right]^{0.65} \quad (7)$$

ب) محدودیت صوتی: بحث بر روی این محدودیت لوله گرمایی مشابه با جریان سیال در یک شیپوره همگرا - واگرا می‌باشد. کاهش دما در قسمت چگالنده مشابه حالتی است که فشار پشت در شیپوره همگرا - واگرا کاهش یابد. و در انتهای تبخیرکننده سرعت صوت روی داده و پدیده خفگی اتفاق می‌افتد. حداکثر شار حرارتی که به محدوده صوتی نرسد از رابطه (۸) بدست می‌آید [۲].

$$Q_s = A_v \cdot \rho_v \cdot h_{fg} \left[\frac{k' \cdot R_g \cdot T_v}{2(k'+1)} \right] \quad (8)$$

ج) محدودیت روند فرآیند (کشیده شدن مایع بوسیله بخار): اگر سرعت بخار به اندازه کافی زیاد باشد، محدودیتی بوجود خواهد آمد که در آن حد، مایع از سطح فتیله یا دیواره جدا شده و بداخل بخار پخش خواهد شد. که در این حالت نسبت نیروی برشی به نیروی کشش سطحی بیشتر از واحد می‌باشد. حداکثر شار حرارتی با در نظر گرفتن محدودیت روند فرآیند از رابطه (۹) بدست می‌آید [۲].

$$BO = (3.2)^2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (9)$$

$$K = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.14} \cdot 1000^2 BO^{1/4} \quad (10)$$

$$Q_{\text{رون}} = K \cdot h_{fg} \cdot A \left[g \sigma (\rho_l - \rho_v) \right]^{1/4} \left[\rho_v^{-1/4} + \rho_l^{-1/4} \right]^{-2} \quad (11)$$

د) محدودیت خشک شدن: محدودیت خشک شدن در قسمت پایین تبخیرکننده اتفاق می‌افتد و علت آن کم بودن سیال کارگر می‌باشد. داده‌های تجربی نشان می‌دهد که نسبت حجم سیال کارگر پر

$$\frac{V_l}{V_t} < 0.2 / 0.1 \quad \text{باشد، به حد بحرانی نمی‌رسد} [۲].$$

محدودیت‌های حرارتی بدست آمده به صورت زیر می‌باشد.

- محدودیت جوش:

- محدودیت صوتی:
- محدودیت روند فرآیند:
- محدودیت خشک شدن:

همانطور که ملاحظه می‌شود حداقل توانایی انتقال حرارت ترمومویفون مورد بحث در دمای کارکرد $T_v = 328^\circ K$ برابر ۱۶۰ وات است که مقدار گرمای پیش‌بینی شده ۱۰۶ وات است بنابراین اطمینان حاصل می‌شود عملکرد ترمومویفون به مقدار بحرانی نمی‌رسد.

روش NTU- ε در مبدل حرارتی لوله گرمایی

در مبدل حرارتی لوله گرمایی، جهت بررسی و محاسبه آهنگ واقعی انتقال حرارت، از قسمت تبخیرکننده به چگالنده، آن را به دو مبدل حرارتی تقسیم‌بندی می‌کنیم یکی قسمت تبخیرکننده است که حرارت از چشمۀ حرارت به آن منتقل می‌شود و سیال داخل لوله تبخیر می‌شود و دیگری قسمت چگالنده است بخار ایجاد شده از تبخیر کننده به این قسمت حرکت نموده و پس از دادن حرارت به چاه حرارت سیال تقطیر شده و به قسمت تبخیرکننده بر می‌گردد. چون در هر دو قسمت تغییر فاز داریم لذا نسبت ظرفیت حرارتی $\Psi = 0$ می‌باشد.

روابط برای قسمت تبخیر کننده (گرم) برابر است با [۶]:

$$NTU_h = \frac{U_h A_h}{n_k C_{p,h}} \quad (12)$$

$$\varepsilon_h = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_p} = 1 - e^{-NTU_h} \quad (13)$$

$$Q = n_k C_{p,h} (T_{hi} - T_{ho}) = n_k C_{p,h} \cdot \varepsilon_h (T_{hi} - T_p) \quad (14)$$

و روابط برای قسمت چگالنده (سرد) برابر است با [۶]:

$$NTU_c = \frac{U_c \cdot A_c}{n_k \cdot C_{p,c}} \quad (15)$$

$$\varepsilon_c = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_p - T_{ci}} = 1 - e^{-NTU_c} \quad (16)$$

$$Q = n_k C_{p,c} (T_{co} - T_{ci}) = n_k C_{p,c} \cdot \varepsilon_c (T_p - T_{ci}) \quad (17)$$

با معادل قرار دادن Q از روابط (۱۴) و (۱۷)، T_p دمای لوله گرمایی بدست خواهد آمد. ضریب تاثیر کل برای لوله گرمایی به صورت زیر بدست می‌آید [۶] و [۷].

$$\varepsilon = \frac{n_k C_{p,c} (T_{co} - T_{ci})}{(n_k C_p) (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{n_k C_{p,h} (T_{hi} - T_{ho})}{(n_k C_p) (T_{hi} - T_{ci})} \quad (18)$$

بنابراین با بسط رابطه (۱۸) می‌توان ضریب تاثیر برای مبدل حرارتی لوله گرمایی جریان متقطع با n مرحله به صورت زیر نوشت [۶].

$$\varepsilon = \frac{n \varepsilon_h \varepsilon_c}{[1 + (n-1) \varepsilon_h] \varepsilon_c + \varepsilon_h} \quad (19)$$

جريان آب گرم به صورت عرضی از روی قسمت تبخیرکننده ترموسیفون‌ها عبور می‌کند ($n=18$ تعداد ترموسیفون‌ها) در صورت برقراری $\epsilon_c = \epsilon_h = 1$ ، حداقل مقدار ضریب مؤثر $\epsilon_{\max} = \epsilon$ با استفاده از رابطه (۱۹) به صورت زیر ساده می‌شود.

(۲۰)

$$\epsilon_{\max} = \frac{n}{n+1}$$

بنابراین حداقل مقدار ضریب مؤثر برای مبدل مورد استفاده از رابطه (۲۰) برابر $\epsilon_{\max} = 0.947$ می‌باشد.

نتایج تجربی

نتایج تجربی بصورت سه آزمایش ذیل ارائه گردیده است.

آزمایش اول

هدف از انجام این آزمایش بدست آوردن میزان گرمای گرفته شده در قسمت تبخیرکننده (از آب گرم) و میزان دفع حرارت در قسمت چگالنده (به هوای محیط) به ازاء دبی‌های مختلف می‌باشد.

الف)-شرح آزمایش

در این آزمایش آب مخزن تا دمای 80°C درجه سانتی‌گراد توسط المنش برقی ترموستات دار گرم می‌شود و با روشن کردن پمپ سانتریفیوژ آب داغ داخل سیستم جریان می‌یابد همچنین فن متصل به بدنه مبدل حرارتی هوا را از روی پره‌های چگالنده عبور می‌دهد روشن می‌کنیم بعد از مدتی عملکرد ترموسیفون‌ها به حالت پایدار می‌رسد و دمای ترمومتراهای نصب شده روی بدنه مبدل حرارتی توسط ترمومتر 10°C کاناله اندازه‌گیری می‌شود.

ب)-بررسی نتایج حاصل از آزمایش

میزان حرارت جذب شده در قسمت تبخیرکننده از رابطه زیر محاسبه می‌گردد.

$$Q_h = n \kappa_h C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (21)$$

و همچنین میزان حرارت دفع شده توسط ترموسیفون‌ها در قسمت چگالنده برابر است با

$$Q_C = n \kappa_{air} C_{p,air} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (22)$$

نتایج حاصل از این آزمایش به صورت شکل (۲) ارائه شده است، مشاهده می‌گردد با افزایش

دبی نسبت $\frac{Q_c}{Q_h}$ به حداقل مقدار خود می‌رسد و این امر نشان می‌دهد که ترموسیفون‌ها اگر در شرایط طراحی کار بکنند دارای کارایی بیشتری نسبت به حالتی که پایین‌تر از شرایط طراحی کار می‌کنند، هستند.

آزمایش دوم

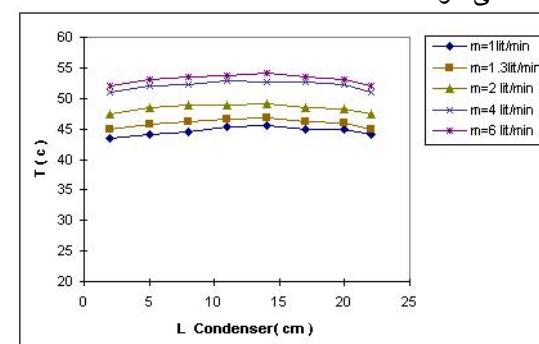
هدف از انجام این آزمایش بدست آوردن دمای کارکرد لوله گرمایی به ازاء شار حرارتی متفاوت می‌باشد.

(الف)-شرح آزمایش

ترمومتراها در فواصل $2/5$ سانتی‌متری یکدیگر بر روی قسمت چگالنده ترموسیفون شماره ششم نصب شده است. و دستگاه آزمایش مطابق آنچه که در آزمایش اول شرح داده شد روشن می‌گردد و دماهای سطحی ترموسیفون شماره ششم از ردیف اول برای قسمت چگالنده بر حسب دبی‌های مختلف اندازه‌گیری می‌شود.

(ب)-بررسی نتایج حاصل از آزمایش

اندازه‌گیری دماها نشان می‌دهد که دماهای سطحی هر ترموسیفون ثابت است و این مطلب همان عملکرد ترموسیفون در دمای ثابت را نشان می‌دهد. نتایج برای ترموسیفون شماره ششم از ردیف اول به صورت شکل (۴) ارائه گردیده است. لازم به ذکر است که دماهای ابتدا و انتهای هر ترموسیفون حدود ۲ درجه کمتر از دماهای نقاط مختلف دیگر آن می‌باشد که با تکرار آزمایش‌ها متوجه شدیم که سرعت فن در کمانه انتهایی پره بیشتر از سایر نقاط آن است که به همین دلیل باعث افت دما در این نقاط می‌شود.



شکل ۴-توزيع دما در طول ترموسیفون بر حسب دبی آب

نتایج همچنین نشان می‌دهد که با افزایش دبی آب گرم (افزایش شار حرارتی) دماهای سطحی افزایش می‌یابد و به این طریق شار حرارتی در قسمت چگالنده نیز افزایش می‌یابد.

آزمایش سوم

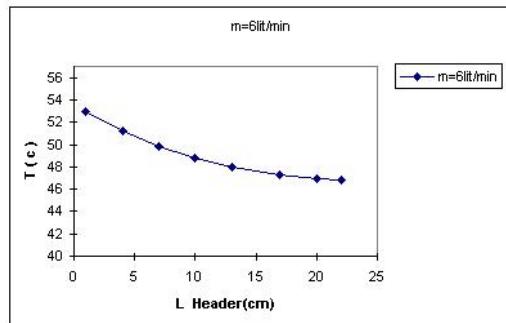
هدف بدست آوردن پروفیل توزیع دمای آب گرم و همچنین اختلاف دمای ورودی و خروجی در قسمت پایین مبدل حرارتی می‌باشد.

الف)-شرح آزمایش

ترموکوپل‌ها را به فاصله $2/5$ سانتی‌متر یکدیگر بر روی محفظه پوشش ترموسیفون‌ها در قسمت پایین مبدل حرارتی نصب می‌کنیم و دستگاه آزمایش مطابق آنچه که قبل‌گفته شد، روشن می‌کنیم و به ازاء حداقل دبی آب دماهای مربوط را یاداشت می‌کنیم.

ب)-بررسی نتایج حاصل از آزمایش

اندازه‌گیری‌های دما بر حسب طول مبدل حرارتی در شکل (۵) ارائه شده است. منحنی نشان می‌دهد که توزیع افت دما در طول مبدل حرارتی تقریباً یکنواخت می‌باشد و حداقل اختلاف دما بین آب ورودی و خروجی $4/5$ درجه سانتی‌گراد می‌باشد.



شکل ۵-پروفیل توزیع دمای آب گرم بر حسب طول محفظه تبخیرکننده

نمادها:

عدد پرانتل [-]	Pr	سطح [m ²] A
نرخ انتقال حرارت [w]	Q	عدد بوند [-] BO
[w/m ²]	q	ظرفیت گرمایی ویژه [kJ/kg.k] C _p
نرخ انتقال حرارت در واحد سطح [w/m ² .k]	R	قطر لوله [m] D
شعاع لوله [m]	R	شتاب جاذبه [m/s ²] g
مقاومت حرارتی [k/w]	R _g	گرمای نهان تبخیر [j/kg] h _{fg}
ثابت گاز [j/(kg.k)]	T	ضریب انتقال حرارت [w/(m ² .k)] h
دما [k]	U	هدایت گرمایی [w/(m ² .k)] K
ضریب کلی انتقال حرارت [w/(m ² .k)]	γ	نسبت ظرفیت گرمایی ویژه [-] k'
کارایی کل سطح انتقال حرارت [-]	ρ	طول لوله [m] L
[kg/m ³]	μ	دبی جرمی [kg/s] n&
جرم حجمی [kg/(m.s)]		
گرانزوی دینامیکی [kg/(m.s)]		

زیر نویس‌ها

air هوا

کشش سطحی [N/m]	σ	تعداد مراحل مبدل حرارتی [-]	n
حداکثر	Max	چگالنده - سرد	c
حداقل	Min	تبخیرکننده	e
بیرونی - خروجی	o,out	خارجی	Ext
لوله	P	گرم	h
اشباع	sat	داخلی - ورودی	i,in
فاز بخار	v	فاز مایع	L

نتیجه‌گیری

- ۱- محدودیت جوش دارای حداقل مقدار است و این نشان‌دهنده آن است عامل محدودکننده در ترموسیفون محدودیت جوش می‌باشد که این مقدار ۱۶۰ وات می‌باشد در صورتی که ظرفیت ترموسیفون طراحی شده برای شرایط طرح ۱۰۶ وات می‌باشد.
- ۲- مبدل حرارتی مذبور توانایی انتقال حرارت ۱۷۳۰ وات می‌باشد.
- ۳- ضریب انتقال حرارت خارجی و داخلی در قسمت چگالنده از دو روش تئوری و تجربی بدست آمده که همخوانی خوبی با هم دارند.
- ۴- با افزایش دبی آب گرم (افزایش شار حرارتی ورودی) دمای سطحی چگالنده افزایش می‌یابد و به این طریق شار حرارتی در قسمت چگالنده نیز افزایش می‌یابد.
- ۵- لوله‌های گرمایی مستقل از یکدیگر عمل می‌کنند، لذا خرابی یک یا چند لوله عملکرد کلی سیستم را مختل نمی‌کند. بنابراین ضریب اطمینان مبدل حرارتی بسیار بالا می‌باشد.
- ۶- ضریب انتقال حرارت داخلی لوله‌های گرمایی بسیار بالا است که از آنها به عنوان ابررسانا نام برده می‌شود، به لحاظ انتقال مقدار بسیار زیاد حرارت، ابعاد مبدل حرارتی لوله گرمایی کوچکتر از حالت مبدل حرارتی معمولی (رادیاتور) است.
- ۷- جریان سیال چشمی یا چاه حرارت از روی سطح خارجی لوله‌ها عبور می‌کند، لذا افت فشار استاتیکی آنها کم است.

منابع

- ۱- خداویسی، صادق، طراحی و ساخت مبدل حرارتی مایع - گاز با استفاده از لوله‌های گرمایی»، دانشگاه تربیت مدرس، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، ۱۳۷۹.
- 2- A.Faghri, "Heat Pipe Science and Technology", Taylor & Francis , 1995.
- 3- P.D.Dunn, D.A.Reay, "Heat Pipes", .Pergamon, 1994.
- 4- S.V.Konev, J.L.Wang, C.J.Tu, "Characteristics of A Heat Exchanger Based on A Collector Heat Pipe", Heat Recovery Systems & CHP) Vol .15 No.5,PP.493 –502 ,1995.
- 5- T.Murase, K.Yoshida, J.Fujikake, T koizumi , N.Nishijima," Heat Pipe Heat Sink' Heat Kicker' for cooling of semi –conductor", Fifth International Heat Pipe conference Tsukuba Japan, PP.24-33 oct. 1984 .
- 6- C.C. Silverstein, "Design and Technology of Heat Pipes for cooling and Heat Exchanger ", John wiley & Sons , 1994 .
- 7- P.Guo , D.L.Ciepliski , R.W.Besant," A Testing and HVAC Design Methodology for Air- to-Air Heat Pipe Heat Exchangers". HVAC & R Research Vol.4,No.1, PP3-26,1998.