

مطالعه تجربی و بررسی تئوری عملکرد لوله های حرارتی

ترموسیفون خورشیدی

علی اصغر حمیدی

استادیار گروه مهندسی شیمی - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

مرتضی خلجی اسدی

استادیار سازمان انرژی اتمی - مرکز توسعه انرژیهای نو

لیلا یوسفی

دانشجوی کارشناسی ارشد گروه مهندسی شیمی - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

گیتا معینی

کارشناس ارشد سازمان انرژی اتمی - مرکز توسعه انرژیهای نو

(تاریخ دریافت ۷۹/۴/۸، تاریخ تصویب ۸۰/۷/۷)

چکیده

افزایش کارایی، بهبود طراحی و شرایط عملیاتی و روشهای متنوع ساخت و تولید لوله های حرارتی مستلزم آگاهی از چگونگی تغییرات پارامترهای عملیاتی داخل لوله حرارتی می باشد. این مقاله مطالعه ای در جهت تحلیل و بررسی پارامترهای عملیاتی موثر در عملکرد لوله حرارتی خورشیدی از نوع ترموسیفون در حالت یکنواخت و دائم می باشد. این پارامترها شامل محاسبه دمای اشباع سیال داخل لوله حرارتی، تغییرات ضخامت فیلم مایع روی جداره داخلی لوله، تغییرات شدت جریان فازهای بخار و مایع و افت فشار فازهای بخار و مایع در طول لوله حرارتی می باشد.

ابتدا جهت حصول مقادیر اولیه پارامترهای مذکور، بیلان انرژی برای حجم کنترل سیستم نوشته می شود. در این موازنه برحسب اینکه بخش چگالنده در مجاورت چه نوع سیالی قرار گیرد و نیز انتقال حرارت از این قسمت به چه طریقی باشد (اجباری یا آزاد) و باتوجه به معادلات تجربی موجود ابتدا عدد ناسلت و سپس باتوجه به آن ضریب کلی انتقال حرارت محاسبه می گردد و در نهایت منجر به محاسبه مقادیر اولیه پارامترهای موردنظر می شود. بدین ترتیب مقادیر اولیه برخی از این پارامترها به شرح زیر حاصل شد: شدت جریان جرمی مایع و بخار به ترتیب ۰/۳۲۲ و ۰/۰۰۱۱۲۶ کیلوگرم بر ثانیه، ضخامت فیلم مایع کمتر از ۰/۲ میلیمتر.

سپس برای محاسبه تغییرات پارامترهای مذکور در طول لوله، بیلان انرژی، جرم و اندازه حرکت برای حجم کنترل فیلم مایع، فاز بخار و کل سیستم نوشته می شود. در نهایت نتایج اندازه گیری شده از نمونه آزمایشگاهی ساخته شده با نتایج حاصل از مدل و همچنین نتایج مندرج در مراجع و منابع مقایسه می شود. مقایسه نشان می دهد، خطای موجود بین نتایج مندرج در مراجع و منابع با نتایج حاصل از مدل در محاسبه تغییرات پارامترهای عملیاتی طول لوله بین ۰ تا ۱۵ ± درصد می باشد.

واژه های کلیدی: لوله حرارتی خورشیدی، ترموسیفون خورشیدی، پارامترهای عملیاتی، چگالنده، تبخیرکننده، خواص ترمودینامیکی

مقدمه

خواص ترمودینامیکی و تغییرات پارامترهای عملیاتی داخل لوله مورد اهمیت قرار گرفت [۲،۱].

ترموسیفون خورشیدی یکی از انواع لوله های حرارتی می باشد. به دلیل ساختمان ساده هندسی، هزینه نصب و نگهداری و تعمیرات پائین و نیز بهره برداری از انرژی خورشیدی به عنوان منبع

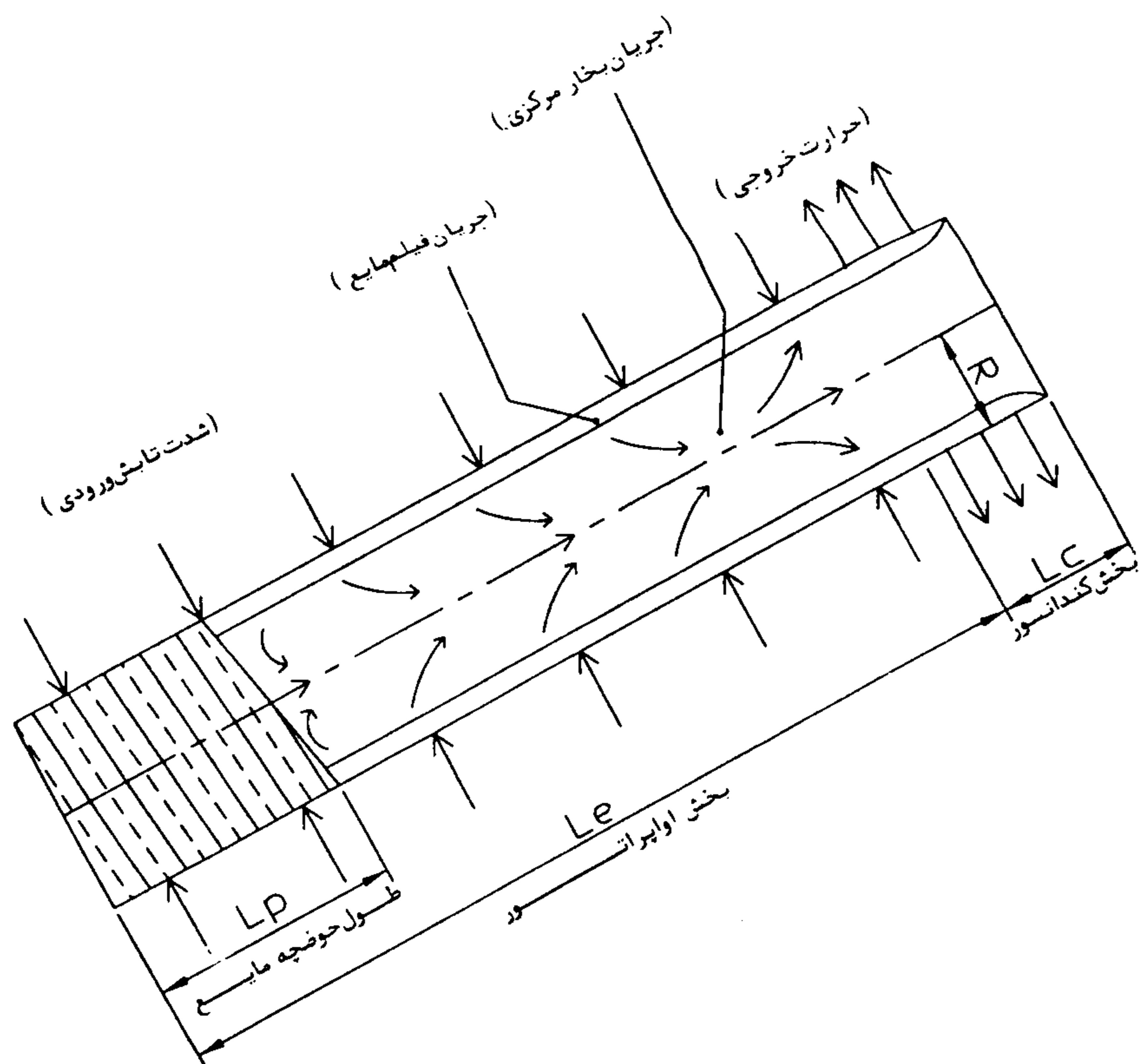
لوله حرارتی اولین بار توسط پرکنیز هرمتیک در سال ۱۹۳۱ ساخته شد. الگوی ساختار آن از آنچه امروزه موجود است بسیار متفاوت می باشد [۱].

از آن تاریخ انواع لوله های حرارتی ساخته شدند و تکنولوژی ساخت آنها رو به تکمیل نهاده است. به موازات این امر بررسی

قسمتی که تحت تابش خورشیدی قرار می گیرد، تبخیر کننده و قسمتی که حرارت از آن دفع می شود، چگالنده نامیده می شود. در حالیکه این لوله تحت خلاء می باشد، پس از گاززدائی به میزان مشخصی از سیال عامل موردنظر، پر می گردد.

درون لوله دارای سیستم دو فاز مایع و بخار است که با شیبی نسبت به افق تحت تاثیر جاذبه ثقل زمین عمل می نماید. سطح مقطع داخلی لوله به شکل دایره، مربع، مثلث و یا اشکال هندسی دیگر می باشد.

برای حذف انتقال حرارت به طریق جابجایی و هدایتی در اطراف سطح پره و به منظور اینکه بیشترین شدت تابش خورشیدی توسط سطح مزبور جذب شود، کل این سیستم داخل حباب شیشه ای که تحت خلاء نسبی مناسبی می باشد، قرار می گیرد.



شکل ۲: شمایی از عملکرد داخلی ترموسیفون خورشیدی.

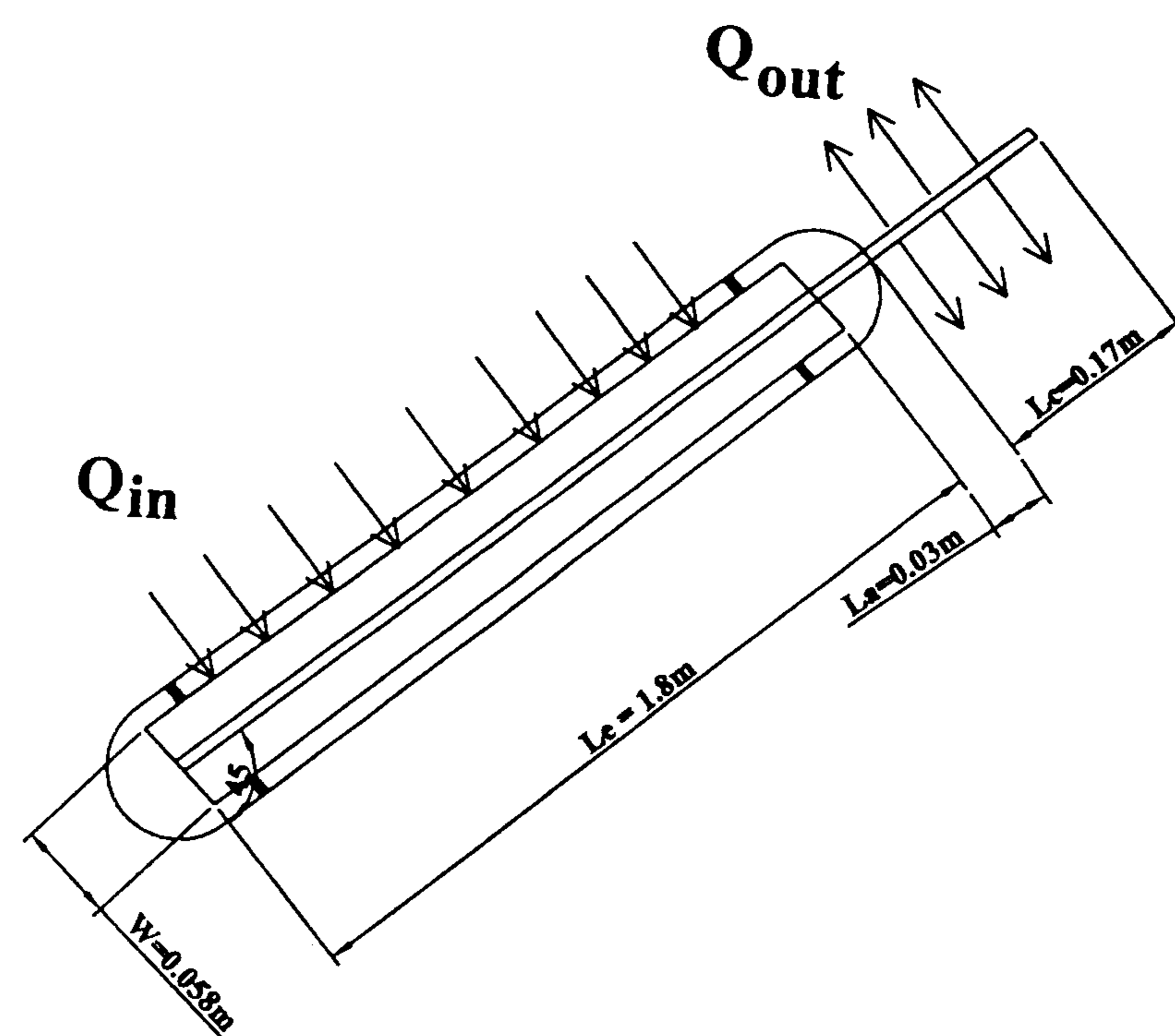
برای اینکه اشعه های خورشیدی تابیده شده روی سطح حباب شیشه ای بدون شکست عبور نمایند، و با توجه به شرایط فصلی و موقعیت جغرافیایی منطقه، ترموسیفون روی سطح شیب دار قرار می گیرد، تا اشعه های خورشیدی با سطح شیشه زاویه قائمه ایجاد کرده و بطور مستقیم به سطح پره برخورد نمایند. پره به دلیل خاصیت پوشش برگزیده سطح آن نسبت به خواص تابشی، بیشترین انرژی این پرتوها را جذب و به صورت حرارت به سیال عامل داخل لوله انتقال می دهد.

سیال عامل بر اثر حرارت دریافتی تبخیر گشته و بخار اشباع

حرارتی در دسترس ارزان مورد نیاز، که از انرژیهای تجدید پذیر می باشد و موجب آلودگی محیط زیست نمی شود و همچنین با توجه به اینکه ایران از لحاظ جغرافیایی جهت بهره برداری از انرژی خورشیدی در موقعیت مناسبی قرار گرفته است، این نوع از تجهیزات خورشیدی مورد توجه قرار گرفت.

از جمله کاربردهای لوله حرارتی خورشیدی سرمائزائی در فصل تابستان و گرمائزائی در فصل زمستان برای منازل و اماکن صنعتی، همچنین ذوب برف و یخ در جاده ها و باند فرودگاهها و عرشه کشتی ها، استفاده بعنوان متمرکز کننده های خورشیدی جهت تولید برق در نیروگاههای خورشیدی می باشد. در این مقاله، محاسبه مقادیر اولیه و نیز چگونگی تغییرات پارامترهای عملیاتی داخل لوله ترموسیفون خورشیدی در حالت یکنواخت و دائم مورد نظر است. این پارامترها شامل ضخامت فیلم مایع، طول حوضچه، شدت جریان جرمی فیلم مایع و بخار، افت فشار فاز بخار و مایع، دمای اشباع سیال که منتج از دمای دیواره بخشهای تبخیر کننده و مایع کننده است، می باشد.

لوله حرارتی خورشیدی بدون فتیله یا ترموسیفون خورشیدی محتوی مقدار معینی سیال با یک پره متصل به آن می باشد که دارای سطح برگزیده^۱ نسبت به تابش خورشیدی است. درون لوله یک سیستم دو فاز مایع و بخار برقرار است (شکل ۲) لوله و پره متصل به آن داخل یک حباب شیشه ای تحت خلاء قرار می گیرد (شکل ۱).



شکل ۱: شمایی از ترموسیفون خورشیدی.

همانطوریکه در شکل های (۱) و (۲) نشان داده شده است، هر لوله حرارتی خورشیدی از دو قسمت اصلی تشکیل می شود.

۱ - Solar Surfaceance - سطحی است که در دمای پائین جذب بالایی نسبت به تابش اشعه های خورشیدی دارد (بیش از ۹۰٪) و وقتی دمای

سطح افزایش می یابد (در حدود ۱۰۰°C و بالاتر)، نشر پائینی داشته باشد (کمتر از ۰.۵٪).

۵- اتلاف حرارتی از سطح زیرین و روئین پره به طریق تشعشع به دلیل وجود حباب شیشه‌ای خلاء شده و بر اثر ایجاد پدیده گلخانه‌ای نصف حالت بدون حباب فرض شده است [۷].

۶- ضخامت فیلم مایع در سرتاسر لوله یکسان و ثابت فرض می‌شود.

۷- خواص فیزیکی ثابت فرض می‌شود.

باتوجه به شکل‌های (۱) و (۲)، روابط موازنه و انتقال حرارت به شرح زیر نوشته می‌شوند:

$$Q = \tau \cdot A_e \cdot \text{ورودی} \quad (۱)$$

$$\frac{1}{4} \sigma \cdot \epsilon_2 \cdot [T_w^4 - T_{sky}^4] \cdot A_e = \text{خروجی از سطح زیرین پره} \quad (۲)$$

$$\frac{1}{4} \sigma \cdot \epsilon_1 \cdot [T_w^4 - T_{sky}^4] \cdot A_e = \text{خروجی از سطح روئین پره} \quad (۳)$$

$$= 0 \quad \text{تولید} \quad (۴)$$

$$m_{sub} \cdot C_{p_{sub}} (T_w - T_s) + m_f \cdot C_{p_f} (T_{sat} - T_{f1}) = \text{تجمع} \quad (۵)$$

عبارت معادل جمله مصرف باتوجه به موقعیت چگالنده متفاوت می‌باشد.

الف - چگالنده عایق

$$= 0 \quad \text{مصرف} \quad (۶)$$

ب - چگالنده در مجاورت سیال باشد:

$$U \cdot A_c \cdot (T_w - T_{f2}) = \text{مصرف} \quad (۷)$$

$$U = \frac{1}{h_{f2} + \frac{L_c}{K_{sub}}} \quad (۸)$$

$$h_{j2} = Nu \cdot \frac{K_{f2}}{L_c} \quad (۹)$$

محاسبه عدد ناسلت بستگی به شرایط انتقال حرارت جابجایی اطراف چگالنده دارد [۸].

الف - انتقال حرارت طبیعی یا آزاد باشد، یعنی سیال سرد بصورت راکد و ساکن دور چگالنده باشد:

حاصل به سمت چگالنده جریان می‌یابد. حرارت موجود در بخار که به شکل گرمای نهان تبخیر می‌باشد توسط مصرف کننده حول چگالنده دریافت می‌شود، در نتیجه این تبادل حرارت، چگالش صورت می‌گیرد و سیال مجدداً بصورت مایع و به شکل فیلم نازکی روی جداره داخلی لوله، بر اثر نیروی جاذبه زمین به سمت انتهای مجاور به بخش تبخیرکننده جاری می‌شود و این چرخه بطور مداوم در حالت ایزوترمال تکرار می‌شود.

این انتقال حرارت بر اثر تبدیل سریع سیال موجود در حوضچه مایع به بخار و حرکت آن به سمت چگالنده صورت می‌گیرد. در نتیجه فشار بخار و به تبع آن افت فشار بخار در محور لوله از ابتدای بخش تبخیرکننده تا شروع بخش چگالنده به شدت کاهش می‌یابد و سپس به دلیل تبادل حرارتی با مصرف کننده حول چگالنده سرعت بخار کاهش می‌یابد و منجر به افزایش تدریجی فشار بخار و در نتیجه افت فشار بخار می‌شود [۳].

فشار مایع و افت فشار مایع از ابتدای بخش تبخیرکننده تا انتهای بخش چگالنده به تدریج کاهش می‌یابد. دلیل روند این تغییرات را می‌توان در تاثیر نیروهای جاذبه زمین، اصطکاک بین دوفازی و اصطکاک بین جداره داخلی لوله و فاز مایع بیان نمود.

مدلسازی و فرضیات روش حل

جهت بررسی تغییرات پارامترهای عملیاتی داخل لوله حرارتی نیاز به دسترسی مقادیر اولیه این پارامترها می‌باشد. ابتدا مدلسازی و محاسبه مقادیر اولیه و سپس تغییرات این مقادیر در طول لوله مطرح می‌گردد. طول اولیه حوضچه مایع باتوجه به میزان سیال تزریقی و نوع آن و شکل هندسی داخل لوله محاسبه می‌شود. برای محاسبه دمای اشباع اولیه سیال و افت فشار و شدت جریان فازهای بخار و مایع و نیز ضخامت اولیه فیلم مایع ناگزیر از محاسبه دمای دیواره ترموسیفون می‌باشیم.

فرضیات

۱- لوله حرارتی (از ابتدای حوضچه تا انتهای چگالنده) یک حجم کنترل فرض می‌شود.

۲- از انتقال حرارت به روش هدایت و جابجایی به دلیل وجود خلاء در داخل حباب شیشه‌ای صرفنظر می‌شود.

۳- آسمان جسم سیاه فرض می‌شود ($\epsilon=1$) [۵،۶].

۴- دمای آسمان ۵ درجه سانتیگراد کمتر از دمای محیط فرض می‌شود [۷،۶].

$$Nu = 0.193(Re)^{0.618}(Pr_{f2})^{\frac{1}{3}} \quad (20)$$

برای $40000 \leq Re \leq 400000$

$$Nu = 0.266(Re)^{0.805}(Pr_{f2})^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

پس از جایگذاری در معادله موازنه انرژی، معادله اصلی حاصل خواهد شد.

معادله موازنه انرژی:

- تجمع انرژی در حجم کنترل = ورودی انرژی به حجم کنترل - خروجی انرژی از حجم کنترل + تولید انرژی در حجم کنترل - مصرف انرژی در حجم کنترل

پس از محاسبه دمای دیواره لوله و دمای اشباع اولیه سیال با توجه به جداول خواص ترمودینامیکی محاسبه شدت جریان گرمی و افت فشار فازهای بخار و اشباع و در نهایت ضخامت اولیه مایع ممکن می‌گردد.

روش حل: در معادله موجود دمای اشباع سیال و دمای دیواره لوله هر دو مجهول می‌باشد. با توجه به اینکه این دو دما به هم وابسته هستند پس با فرض بدترین حالت خواهیم داشت:

$$T_{sat} = T_w - 5$$

سپس برای حل معادله از روش حدس و خطا بصورت معمولی یا گوس - سایدل استفاده می‌شود.

با معلوم بودن مقادیر اولیه پارامترها به محاسبه و مدلسازی تغییرات این پارامترها در طول لوله در حالت پایا پرداخته می‌شود. فرضیات این بخش از مدل به قرار زیر است:

- ترموسیفون به سه حجم کنترل شامل فیلم مایع موجود روی جداره داخلی لوله، بخار موجود در محور لوله و نیز کل سیستم، تقسیم می‌شود.

- درجه حرارت بخار، اشباع و ثابت است یعنی لوله حرارتی ایزوترمال عمل می‌کند.

- از تراکم پذیری سیال بخصوص در فاز بخار صرف نظر می‌شود.

- از $(\frac{\delta}{R})^2$ به دلیل اینکه $\delta \ll R$ صرف نظر شده است.

- از $(\frac{\rho_v}{\rho_L})^2$ به دلیل اینکه $\rho_v \ll \rho_L$ صرف نظر شده است.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_s) \cdot L_c^3}{\nu^2} \quad (10)$$

$$C = Gr \cdot Pr_{f2} \cdot \cos \alpha \quad (11)$$

برای $1708 \leq C \leq 2500$

$$Nu = 1 + 1/466 [1 - \frac{1708}{C}] \quad (12)$$

برای $2500 \leq C \leq 10^5$

$$Nu = 0.157 [C^{0.258}] \quad (13)$$

برای $10^5 \leq C \leq 10^{11}$

$$Nu = 0.56 [C^{0.25}] \quad (14)$$

برای $C > 10^{11}$

$$Nu = 0.942 (Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

ب - انتقال حرارت اجباری می‌باشد یعنی سیال دور چگالنده با یک سرعت مشخصی در حرکت باشد:

$$Re = \frac{\rho_{f2} \cdot u_{f2} \cdot D_o}{\mu_{f2}} = (\frac{\rho \cdot u}{\mu})_{f2} \cdot D_o \quad (16)$$

برای $0.4 \leq Re \leq 4$

$$Nu = 0.989 (Re)^{0.33} (Pr_{f2})^{\frac{1}{3}} \quad (17)$$

برای $4 \leq Re \leq 40$

$$Nu = 0.911 (Re)^{0.385} (Pr_{f2})^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

برای $40 \leq Re \leq 4000$

$$Nu = 0.683 (Re)^{0.466} (Pr_{f2})^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

برای $4000 \leq Re \leq 40000$

$$-L_k \frac{dm_k^\circ}{dt} + \frac{m_k^\circ}{\pi R^2 \rho_v} \left(1 + \frac{\gamma \delta_k}{R}\right) - \frac{m_j^\circ}{\pi R^2 \rho_v} \left(1 + \frac{\gamma \delta_j}{R}\right) -$$

$$\pi R (P_k - P_j) (\gamma \delta_k + R) - \gamma \pi^2 R L_k \tau_{ik}$$

$$(R^2 - \gamma R \delta_k + \gamma R \delta_k^2) = 0 \quad (26)$$

موازنه انرژی حول حجم کنترل بخار مرکزی :

$$\frac{m_k^\circ}{\gamma \pi R} h_g - \gamma \pi R q L_p = 0 \quad (27)$$

موازنه جرم حول حجم کنترل کل سیستم :

$$M = \pi R^2 \rho_L (L - L_e - L_c) + \gamma \pi R \rho_L (L_e + L_c) \quad (28)$$

موازنه انرژی حول حجم کنترل کل سیستم :

$$\begin{aligned} & (-\gamma \pi R L_c + \pi R^2 L_e) \rho_v h_g \frac{d\delta_k}{dt} + \\ & \rho_v h_g \gamma \pi R m_k^{\circ\prime\prime} (L_c - L_e) + \\ & \rho_v h_g \pi m_k^{\circ\prime\prime} \delta_k (L_e - L_c) - m_k^{\circ\prime\prime} \rho_v h_g \gamma \pi R = 0 \quad (29) \end{aligned}$$

همچنین برای محاسبه تنشها و ضریب انتقال حرارت از معادلات تجربی زیر استفاده می شود [۴]:

$$\Delta y = L_j - L_k \quad (30)$$

$$Re_L = \frac{4\Gamma}{\mu_L} \quad (31)$$

$$Re_v = \frac{\gamma m^\circ}{\pi R \mu_v} \quad \text{یا} \quad \frac{Re_L \cdot \mu_L}{\mu_v} \quad (32)$$

$$Re_i = \frac{\rho_i u_i L}{\mu_i} \quad (33)$$

$$\rho_i = x \rho_v + (1-x) \rho_L \quad (34)$$

$$u_i = x u_v + (1-x) u_L \quad (35)$$

$$\mu_i = x \mu_v + (1-x) \mu_L \quad (36)$$

$$Bo = \frac{\gamma \rho_L g R}{\sigma} \quad (37)$$

- از نفوذ قطرات مایع به درون فضای بخار مرکزی صرف نظر شده است.

- از خشکی در دیواره لوله و یا حوضچه مایع صرف نظر می شود.

- تغییرات ضخامت فیلم مایع در تمام اطراف جداره داخلی لوله یکسان فرض می شود [۴].

معادلات ارائه شده برای مدل در هر مقطعی از لوله که با زیرنویس k مشخص شود، مقطع بالاتر آن با زیرنویس j نمایش داده می شود.

موازنه بیلان جرم حول حجم کنترل فیلم مایع [۴]:

$$\rho_L L_k \left(1 - \frac{1}{R}\right) \frac{d\delta_k}{dt} - m_k^{\circ\prime\prime} \cdot L_k \left(1 - \frac{1}{R}\right) -$$

$$(\Gamma_j - \Gamma_k) = 0 \quad (22)$$

موازنه اندازه حرکت حول حجم کنترل فیلم مایع :

$$\delta_k \left(1 - \frac{\delta_k}{2R}\right) [\rho_L g \sin \alpha L_k (P_k - P_j)] -$$

$$L_k \left[\tau_{wk} + \left(1 - \frac{\delta_k}{R}\right) \tau_{ik} \right] =$$

$$L_k \left[\tau_{wk} + \left(1 - \frac{\delta_k}{2R}\right) - \frac{T_j}{\delta_j \rho_L} \left(1 + \frac{\delta_j}{2R}\right) -$$

$$u_{ik} m_k^{\circ\prime\prime} \left(1 - \frac{\delta_k}{R}\right) L_k \quad (23)$$

موازنه انرژی حول حجم کنترل فیلم مایع :

$$\frac{d\delta_k}{dt} - (T_w - T_{sat})_k C_p \rho_L L_k \frac{d\delta_k}{dt} -$$

$$L_k \frac{m_k^{\circ\prime\prime} h_g}{R} \delta_k - L_k q + L_k m_k^{\circ\prime\prime} h_g = 0 \quad (24)$$

موازنه جرم حول حجم کنترل بخار :

$$-\gamma L_k \pi \rho_v R \frac{d\delta_k}{dt} - m_k^{\circ\prime\prime} \pi L_k \delta_k +$$

$$m_k^{\circ\prime\prime} \gamma \pi R L_k + m_j^\circ + m_k^\circ = 0 \quad (25)$$

موازنه اندازه حرکت حول حجم کنترل بخار :

هفت معادله، هفت مجهول تبدیل می شود. این مجهولات عبارتند از:

تغییرات ضخامت فیلم مایع، شدت جریان جرمی فاز مایع و بخار، افت فشار بخار و مایع در طول لوله و نیز تغییرات طول حوضچه مایع و دمای اشباع سیال این معادلات می توانند با هریک از روشهای ریاضی مثل: اولر، رانگ کاتا و یا گوس سایدل حل شود. از طریق تمامی روشها، جوابها بسیار بهم نزدیک و خطاها بسیار جزئی خواهد بود.

ساخت و آزمایش عملکرد یک ترموسیفون خورشیدی

برای ساخت نمونه آزمایشگاهی از یک پره وارداتی که دارای سطح برگزیده نسبت به تابش خورشیدی می باشد استفاده شد و به ابعاد موردنظر برش بر خورد، لازم به ذکر است که لوله مزبور پس از شستشوی شیمیایی به منظور اکسیدزدائی و چربی زدائی از سطح داخلی لوله، خلاء شد سپس لوله و پره خلاء شده داخل یک حباب شیشه‌ای از جنس پیرکس که این حباب هم به دلیل گفته شده شسته شد، قرار داده شد و درون حباب تحت تاثیر دمای کوره گاز زدایی و تخلیه گردید. سپس سیال عامل درون لوله که به دلیل سازگاری با جنس لوله و محدوده دمای عملیاتی مناسب و نیز در دسترس بودن آب انتخاب شد، البته آب دوبار تقطیر شده جهت جلوگیری از هرگونه رسوب و خوردگی درون لوله و همچنین گاززدایی شده به دلیل اینکه حباب ها و مولکولهای اضافی گاز در قسمت چگالنده، عمل انتقال حرارت از بخار حاصل به سیال سرد درون ژاکت کندانسور را به تاخیر نینداخته تا باعث متوقف شدن عملیات داخل لوله نگردد. در نهایت برای پایدار خلاء درون حباب گترهای^۱ جوش داده شده به صفحات نگهدارنده نصب شده روی پره در مراحل ابتدائی، فعال شدند. نتایج عملکرد نمونه آزمایشگاهی ساخته شده در قسمت بعدی ارائه شده است.

بحث و مقایسه نتایج

نمودار (۱) تغییرات دمای دیواره چگالنده را بر حسب سرعت وزش باد نشان می دهد. در این نمودار پارامترهای دیگر از جمله دمای محیط و شدت تابش ثابت فرض شده است. همانطوریکه مشاهده می شود، با افزایش سرعت وزش باد دمای دیواره کاهش می یابد. این روند به دلیل افزایش انتقال حرارت اجباری در مجاورت سطح چگالنده می باشد. هرچه تغییرات سرعت باد بیشتر

جریان آرام $Re_L \leq 2040$

$$\tau_w = \mu_L \frac{u_j - u_k}{\Delta y} \quad (38)$$

جریان درهم و آشفته $Re_L > 2040$

$$\tau_w = \frac{1}{4} \rho_L u_L^2 c_{fw} \quad (39)$$

$$c_{fw} = 0.079 \cdot Re_L^{-1/4} \quad (40)$$

$$\tau_i = \frac{1}{4} c_{fi} \rho_v (u_v + u_L)_k^2 \quad (41)$$

جریان آرام $Re_i \leq 2040$

$$c_{fi} = \frac{16}{Re} \left(\frac{\varphi}{e^{\varphi-1}} \right) \quad (42)$$

$$\varphi = m_k'' \cdot \frac{R}{4\mu_v} \quad (43)$$

جریان درهم و آشفته $Re_i > 2040$

$$c_{fi} = 0.005 + x_1 \left(\frac{\delta}{R} \right)^{x_2} \quad (44)$$

$$x_1 = 0.2574 \left(\frac{Bo}{\gamma} \right)^{x_3} \cdot 10^{\left(\frac{9.07}{Bo} \right)} \quad (45)$$

$$x_2 = 1/63 + \frac{4/74}{Bo} \quad (46)$$

$$h_g = h_{fg} + c_p (T_v - T_w) \quad (47)$$

افت فشار فازهای بخار و مایع از معادلات زیر پیروی می کند [۱،۵]:

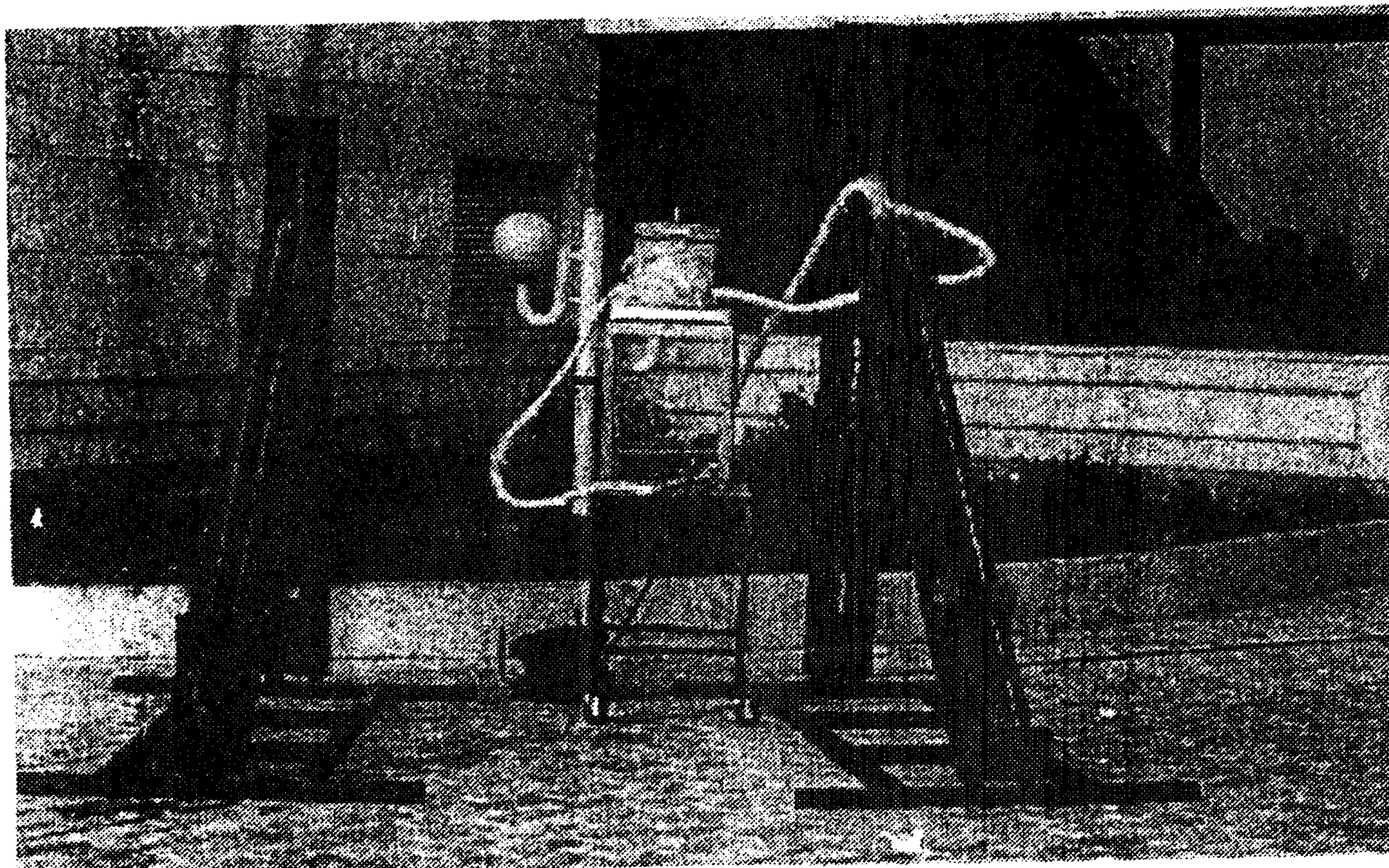
$$\Delta P_L = 0.000336 \cdot F_{Lk} \left(\frac{T_k}{P} \right)^2 / (di^5 \cdot \rho_L) \quad (48)$$

$$\Delta p_v = \frac{16m_k''^2}{\rho_v \pi^2 d_i^4} + \mu_v \frac{m \cdot k}{\rho_v \pi (R - \delta_k)} \quad (49)$$

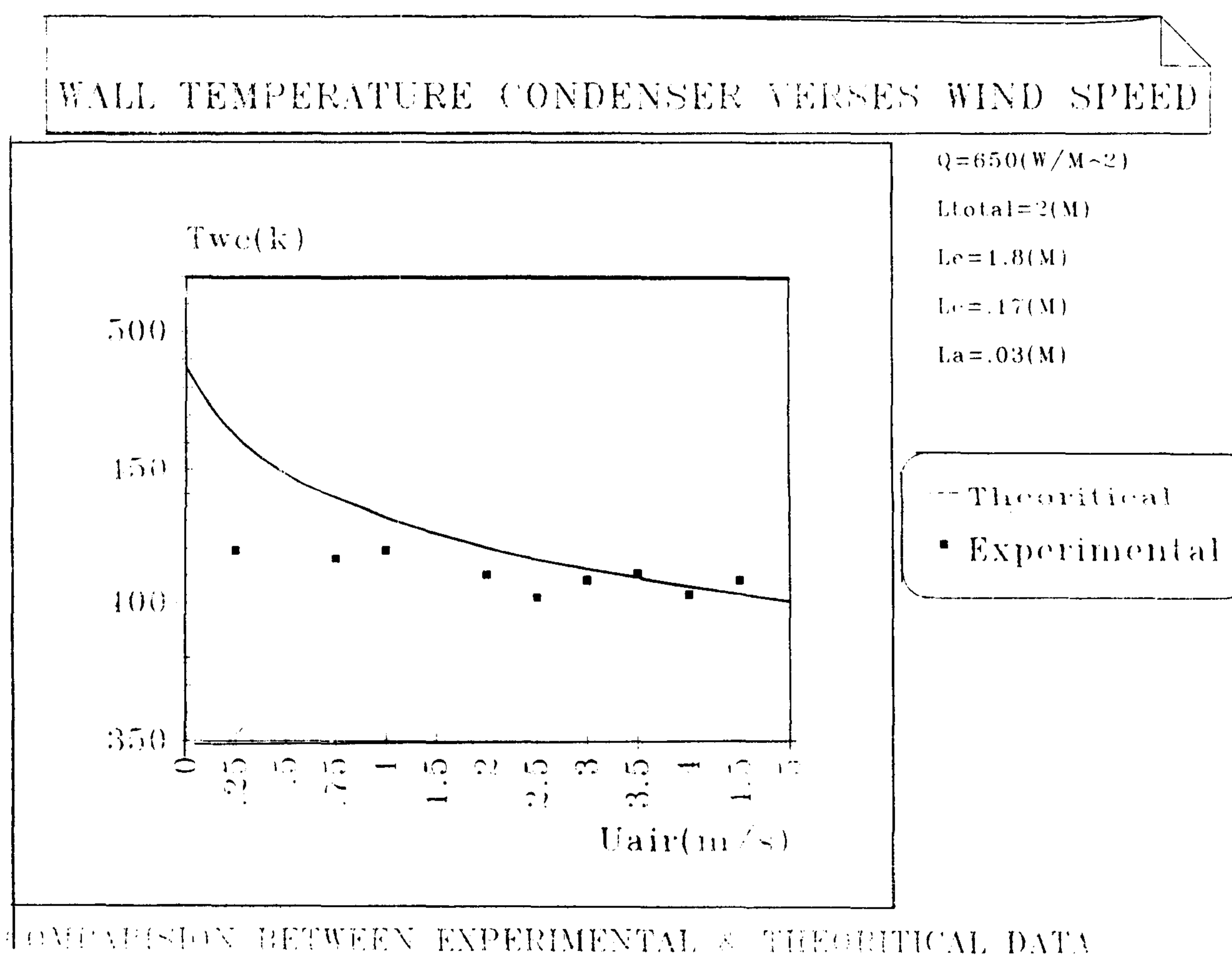
$$F_L = \frac{0.064}{(Re_L)^{0.12}}, F_v = \frac{0.064}{(Re_v)^{0.12}} \quad (50)$$

روش حل: معادلات مذکور پس از دسته بندی و ساده شدن در صورت لزوم بصورت خطی و همگن تبدیل می شوند و در نهایت به

۱ - منظور از گتر نگهدارنده خلاء می باشد، قطعه‌ای از جنس فولاد ضدزنگ و با ترکیباتی از باریم که جاذب مولکولها و گازهای اضافی در یک فضای



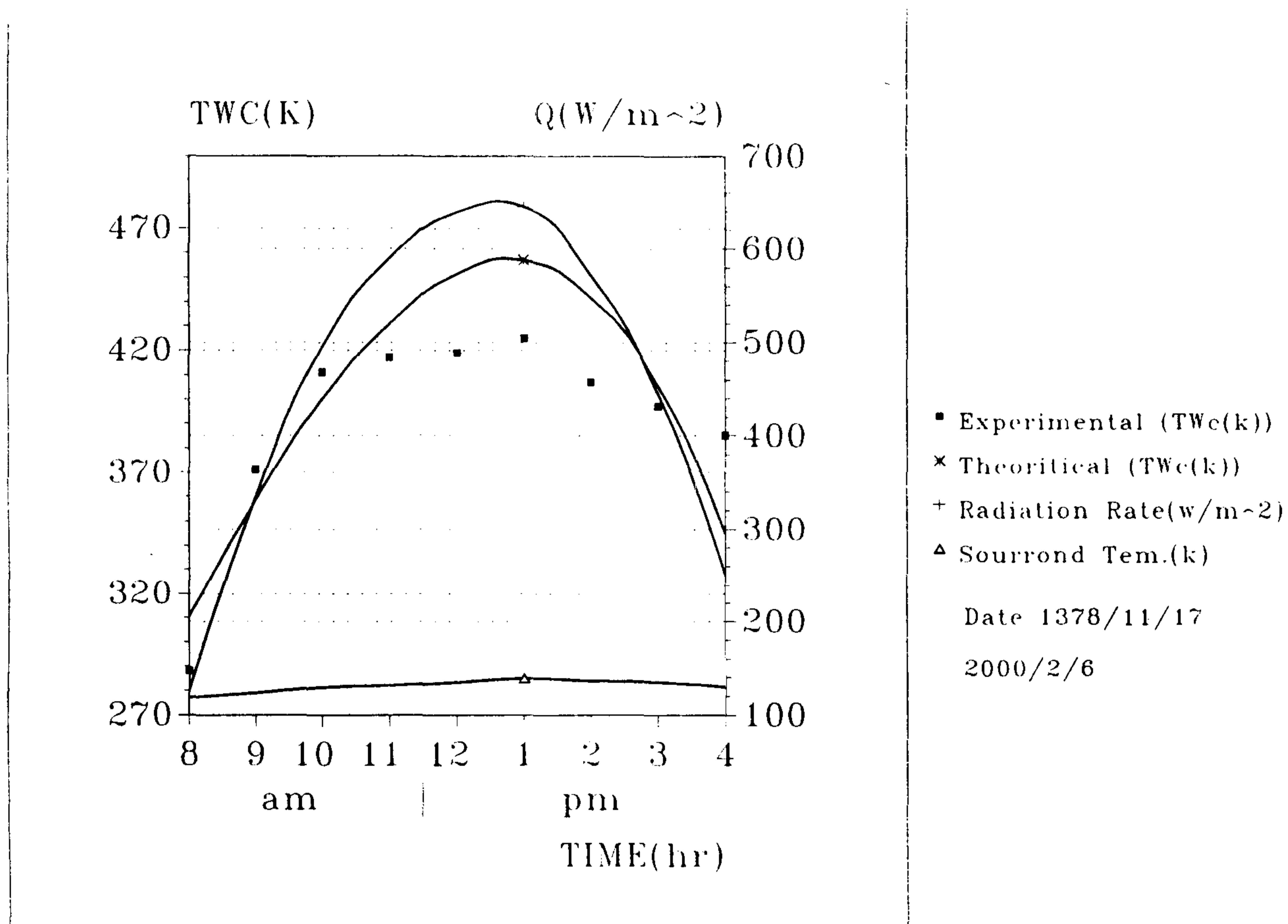
شکل ۳: نمونه ترموسیفون خورشیدی که در مرکز توسعه انرژیهای نو ساخته و مورد آزمایش قرار گرفت.



نمودار ۱: تغییرات دمای دیواره چگالنده در حالیکه سیال سرد هوا جاری می باشد.

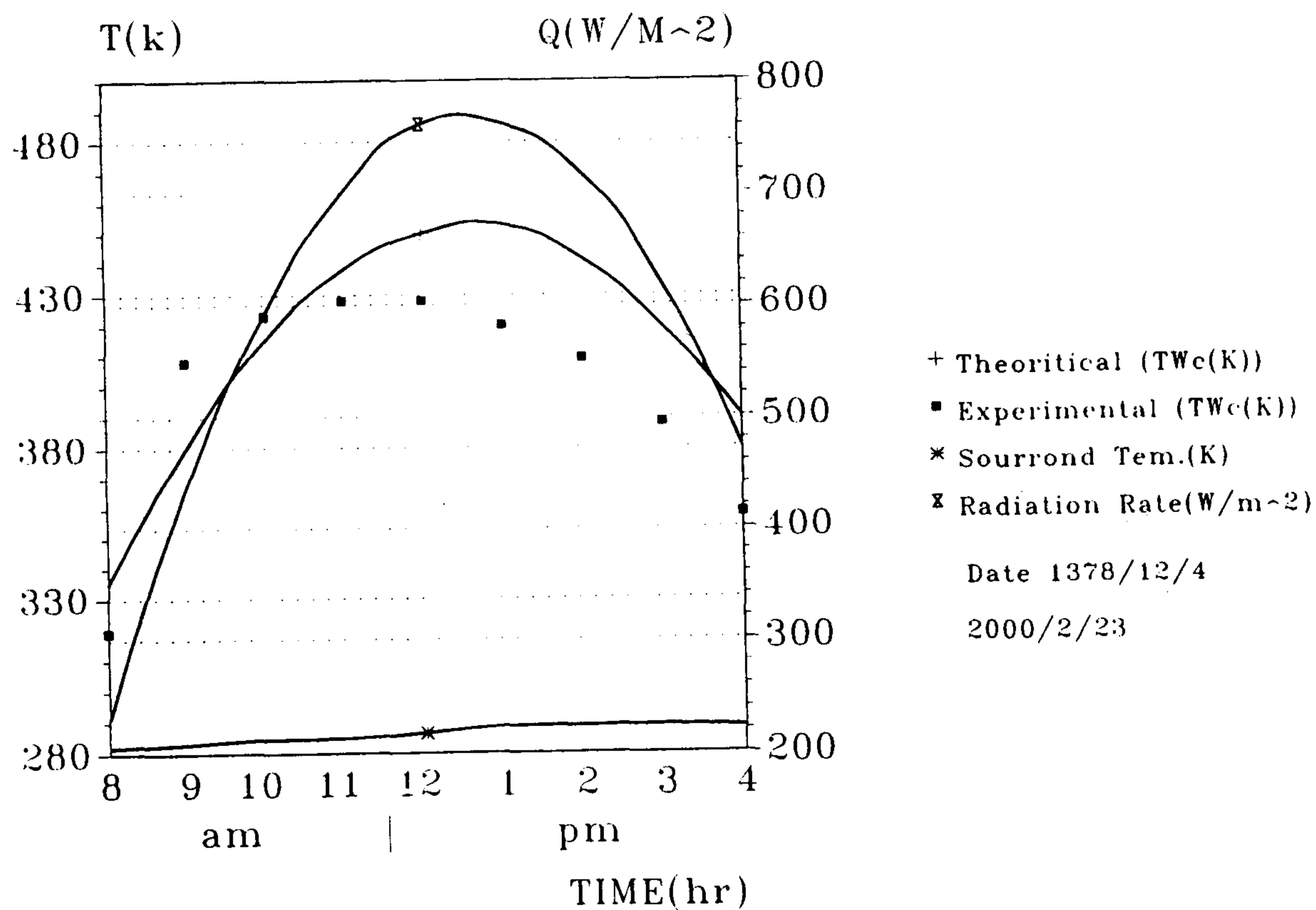
تجربی مشخص کننده عدد ناسلت توجیه می شود. در مقایسه بین نقاط تجربی و منحنی تئوری بیشترین خطا حدود (۳-٪) می باشد.

می شود، محدوده تغییرات کاهش دمای چگالنده و یا به عبارتی شیب منحنی کمتر می شود. چگونگی این روند باتوجه به معادلات



Condenser wall temperature versus time.

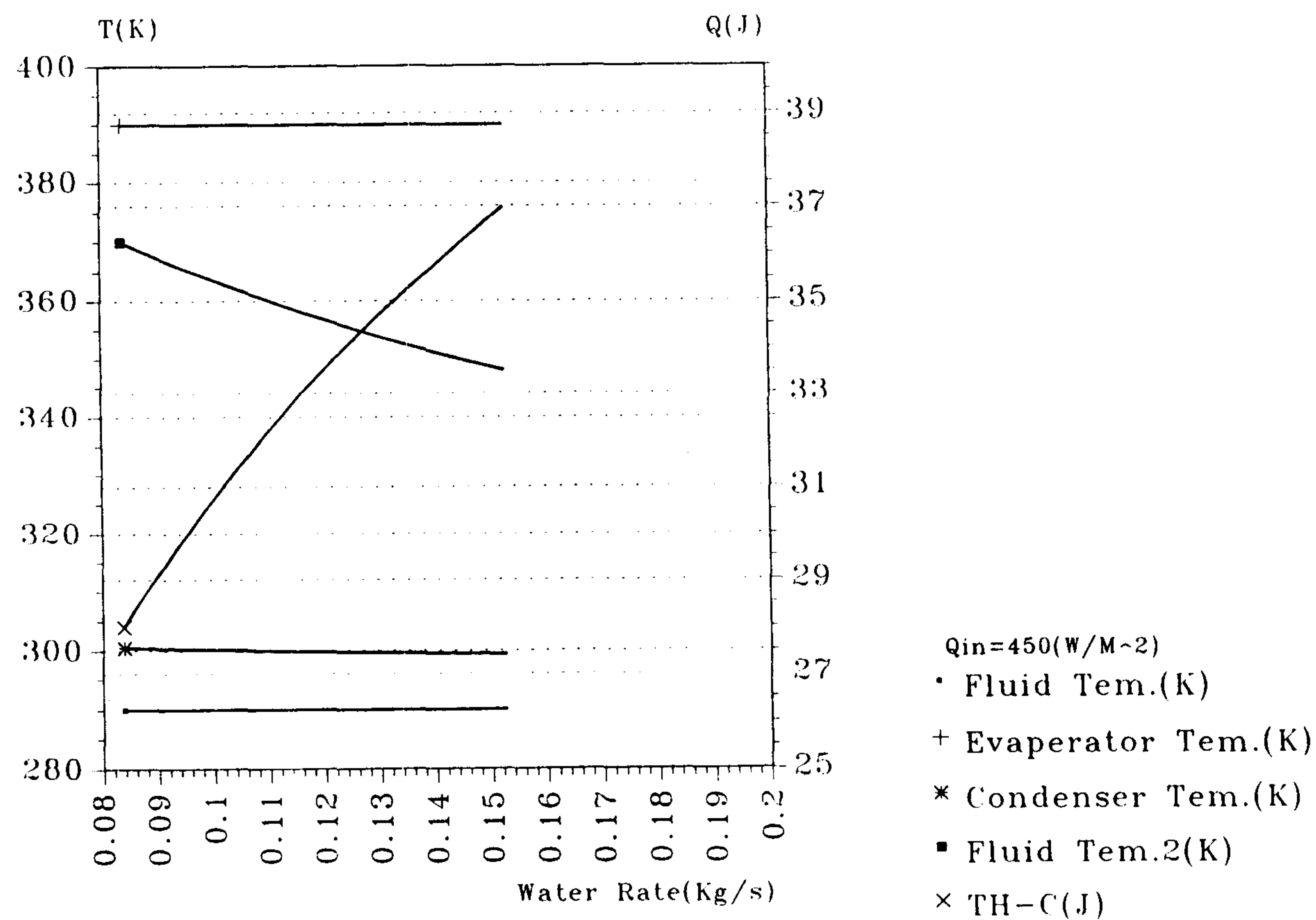
نمودار ۲: تغییرات دمای دیواره چگالنده برحسب زمان.
 (چگالنده در مجاورت هوای جاری)



Condenser Wall Temperature Verses Time When It Isolated.

نمودار ۳: تغییرات دمای دیواره چگالنده برحسب زمان.
 (چگالنده عایق)

CHANGING OF PHYSICAL PARAMETERS WHEN WATER IS INSIDE THE CONDENSER JACKET.



نمودار ۴: بررسی عملکرد لوله حرارتی بر حسب زمان.
(با استفاده از نتایج حاصل از مدل سیال سرد آب جاری)

مقایسه با نقاط تجربی زمانیکه سیال سرد آب باشد می پردازد. دور پمپ، دمای محیط و دمای اولیه سیال سرد ثابت فرض شده است. دمای حاصل از گردش آب دور چگالنده اندازه گیری شده و با نتایج حاصل از مدل مقایسه می شود. خطا در بیشترین حالت به (۲۸٪) می رسد. این میزان خطا به دلیل مناسب نبودن جنس عایق و بطور کلی عایق نبودن کامل مسیر حرکت سیال و انتقال حرارت می باشد. زمان ماندگاری کم سیال نیز مزید بر علت است.

راندمان عملیاتی ترموسیفون خورشیدی بصورت زیر تعریف می شود:

$$\eta_{\text{ترموسیفون}} = \frac{h_{fg}}{q_{in}} \quad (51)$$

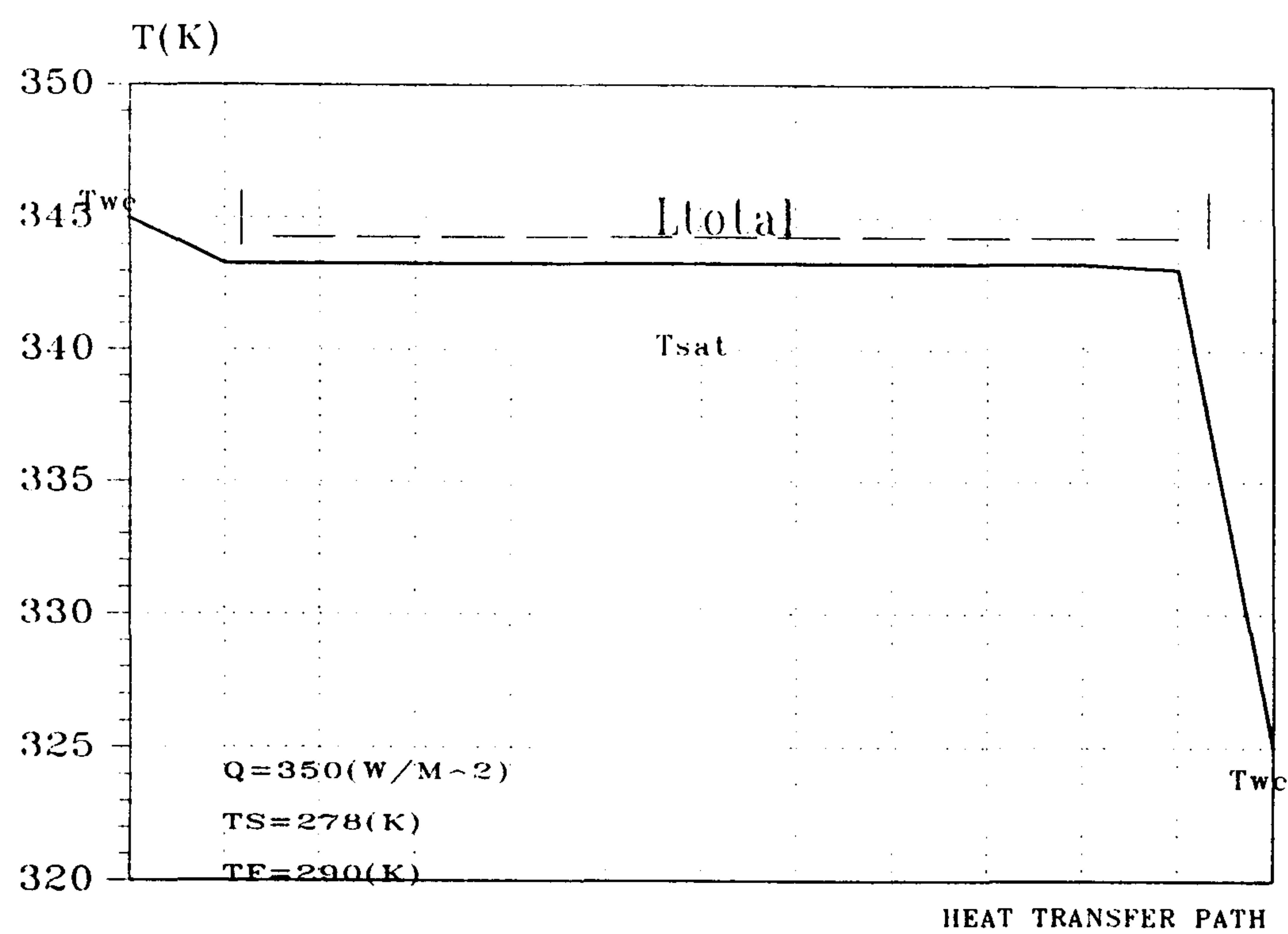
$$h_{fg} = (h_g)_{sat} + C_p (T_{sat} - T_s) \quad (52)$$

در شدت تابش $700 \frac{W}{m^2}$ ، میزان کارایی (۵۰٪) حاصل خواهد شد. همچنین ملاحظه می شود نوسان و تغییر میزان حرارت ورودی (بصورت تابش خورشیدی)، دمای دیواره تبخیر

این خطای بسیار کم نشان از صحت مدل نوشته شده دارد. نمودار (۲) و (۳) تغییرات دمای دیواره چگالنده را بر حسب زمان با توجه به تغییرات شدت تابش و دمای محیط نشان می دهد و با نقاط تجربی حاصل از آزمایش در همان شرایط مقایسه می کند. در نمودار (۲) چگالنده عایق و در نمودار (۳) چگالنده در مجاورت هوای آزاد است. همانگونه که ملاحظه می شود دمای دیواره چگالنده شدیداً تابعی از تغییرات شدت تابش و دمای محیط می باشد ولیکن در محدوده دمایی مشخص شده، تغییرات دمای محیط نزدیک به خط افقی و ثابت به نظر می رسد، در صورتیکه روند تغییرات دمای محیط نیز مشابه نمودارهای تغییرات در قسمت تابش می باشد. با مقایسه نقاط تجربی و نظیر آن نقاط در منحنی تئوری مشخص می شود، بیشترین خطای نمودار (۲) حدود (۱۴٪) و نمودار (۳) حدود (۹٪) می باشد. محدوده خطای حاصل نشانگر توافق خوب مدل با نتایج آزمایشی نمونه ساخته شده می باشد.

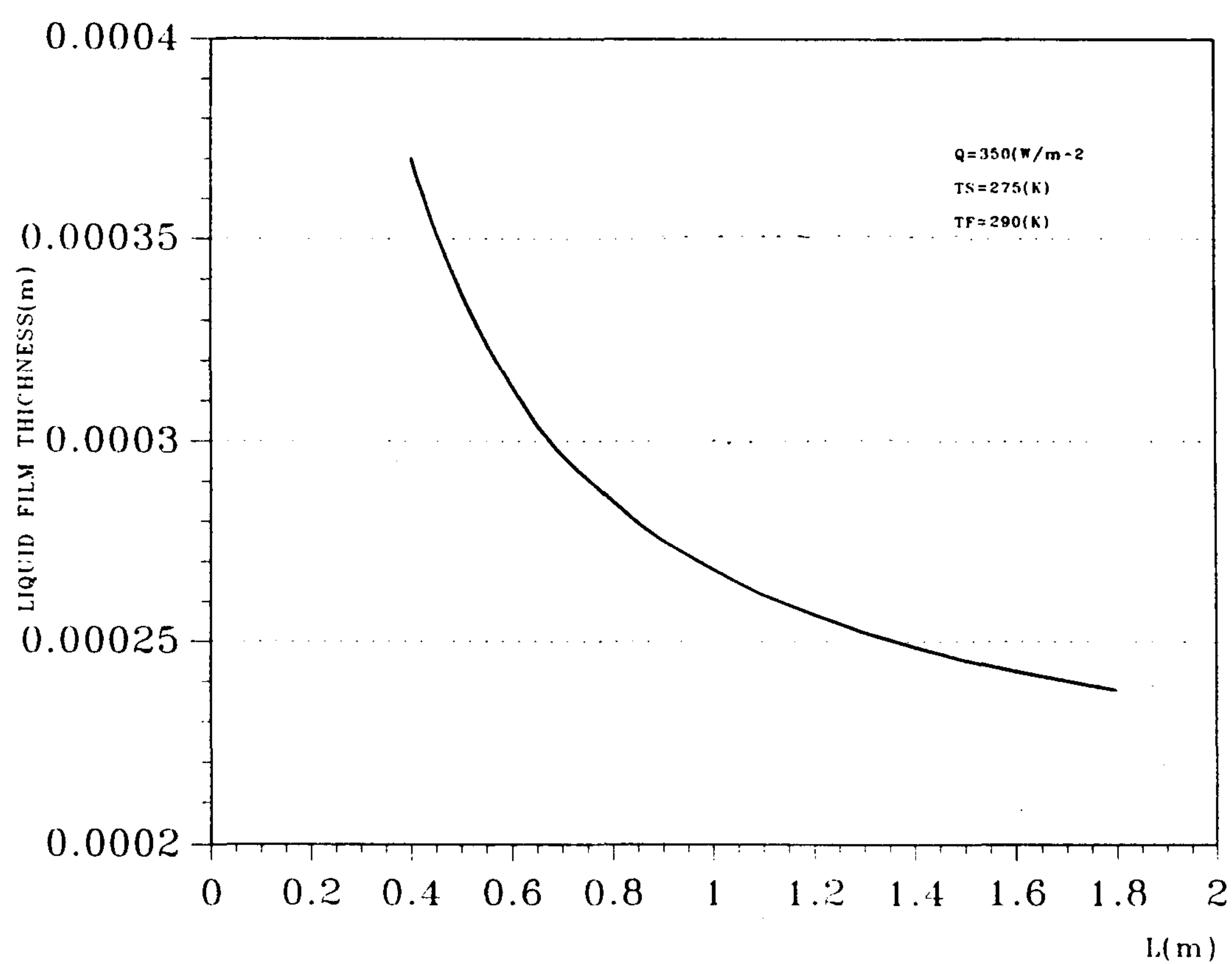
نمودار (۴) به بررسی عملکرد لوله حرارتی بر حسب زمان و

TEMPERATURE CHANGING AT THE WALL & LENGTH OF HEAT PIPE.



نمودار ۵: تغییرات دما در کل مسیر انتقال حرارت ترموسیفون.

CHANGING OF LIQUID FILM THICKNESS AT THE LENGTH OF HEAT PIPE.



نمودار ۶: تغییرات ضخامت فیلم مایع در طول لوله حرارتی.

نمودار (۸) تغییرات شدت جریان جرمی فازهای بخار و مایع را در طول لوله نشان می دهد. شدت جریان جرمی فاز مایع در طول لوله حرارتی به تدریج کاهش می یابد تا به کمترین میزان در انتهای چگالنده می رسد. بالعکس شدت جریان جرمی بخار تا بیشترین میزان در انتهای چگالنده افزایش می یابد. این روند با چگرنگی تغییرات ضخامت فیلم مایع و نیز ضخامت بخار محور مرکزی هماهنگی دارد. می توان شکل این منحنی ها را متأثر از چگرنگی تغییرات ضخامت فیلم مایع موجود روی جداره داخلی لوله و نیز افت فشار فازهای بخار و مایع دانست.

نتیجه گیری

در این تحقیق منحنیهای حاصل از مدل ارائه شده جهت تخمین مقادیر اولیه پارامترهای عملیاتی رسم و با نقاط تجربی اندازه گیری شده، مقایسه شدند. دامنه خطای مقادیر اولیه نقاط تئوری پارامترهای عملیاتی و نتایج آزمایشی اندازه گیری شده روی نمونه ساخته شده در شرایط متفاوت آب و هوایی در حالی که سیال سرد حول بخش چگالش یکبار هوا و بار دیگر آب در نظر گرفته شد بین (۰ تا ۲۰ ±)٪ می باشد. این میزان خطای قابل قبول نشان از دقت مدل ارائه شده دارد.

همچنین منحنی حاصل از مدل تخمین پیشگویی تغییرات پارامترهای اولیه در طول لوله حرارتی رسم و با منحنیهای مشابه موجود در مراجع و منابع مقایسه شدند. مقایسه و بررسی گویایی توافق مدل ارائه شده مطابق نتایج موجود در منابع و مراجع می باشد.

راندمان عملیاتی ترموسیفون آزمایشگاهی - تحقیقاتی ساخته شده محاسبه و با یک نمونه ترموسیفون استاندارد، خریداری شده از خارج مقایسه شد. بطوریکه در شرایط مشخص و مشابه جوی و آب و هوایی راندمان نمونه ساخته شده طبق معادله های (۵۱) و (۵۲) حدود ۳۳٪ و نمونه استاندارد ۴۰٪ می باشد.

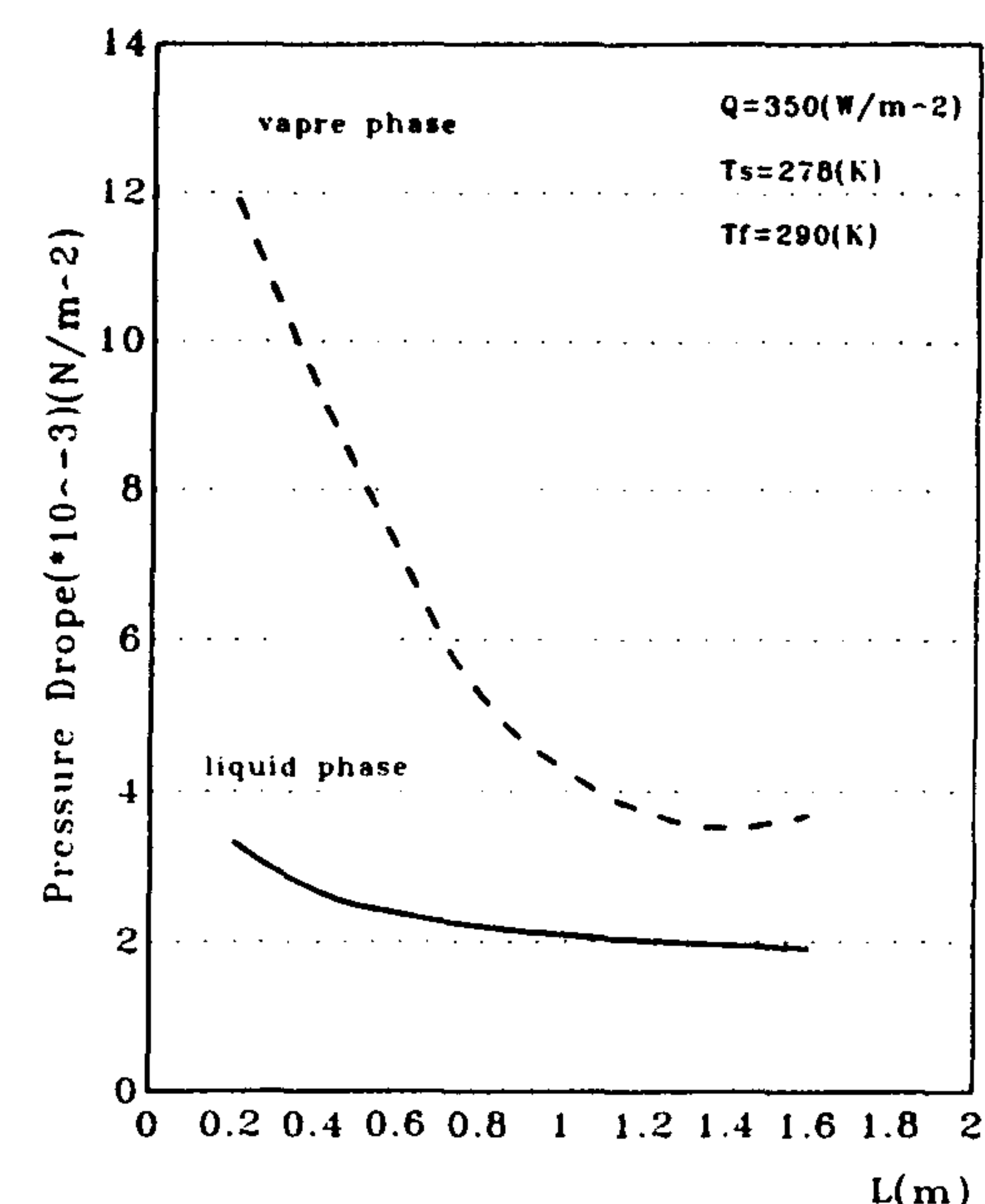
بدین ترتیب مدل ارائه شده می تواند چگونگی تغییرات پارامترهای عملیاتی داخل ترموسیفون خورشیدی را قبل از مرحله ساخت پیشگویی نماید. با علم بر تغییرات این پارامترها، مراعات ساخت و چگونگی آن مشخص می شود. همچنین نوع سیال عامل و میزان آن، جنس و ابعاد لوله و پره تعیین می گردد. و در نهایت دامنه عملیاتی دمای ترموسیفون و نوع استعمال آن معین می شود.

کننده، چگالنده، آب خروجی و حرارت خروجی از چگالنده را هم در حالت تئوری و هم آزمایشی شدیداً تحت تاثیر قرار می دهد. تغییرات و نوسانات هماهنگ پارامترهای فوق نشان از صحت و وحدت مدل ارائه شده با نتایج اندازه گیری شده آزمایشگاهی دارد. نمودار (۵) تغییرات دما را در مسیر انتقال حرارت ترموسیفون نشان می دهد. بیشترین دما در دیواره بخش تبخیرکننده می باشد. سپس به دلیل مقاومت های موجود در مسیر تا محور لوله که سیال اشباع موجود است، افت دما ملاحظه می شود. باتوجه به اینکه لوله حرارتی بصورت ایزوترمال در دمای اشباع سیال عمل می کند دما در کل طول لوله ثابت می ماند. بر اثر انتقال حرارت در انتهای مجاور به چگالنده به دلیل مقاومت های موجود در مسیر تبادل حرارتی صورت گرفته با سیال اطراف چگالنده، دما تا دیواره خارجی چگالنده افت می کند. روند تغییرات این نمودار با نمونه مشابه آن در مرجع شماره [۳]، کاملاً هماهنگی دارد.

نمودار (۶) تغییرات ضخامت فیلم مایع در طول لوله را نشان می دهد. تغییرات ضخامت فیلم در طول لوله حرارتی از انتهای مجاور به حوضچه مایع تا چگالنده بصورت یک منحنی نزولی می باشد. چگونگی تغییرات مزبور باتوجه به توضیح و تشریح شکل فیلم مایع جداره داخلی لوله با مراجع [۱،۳،۴] مطابقت دارد.

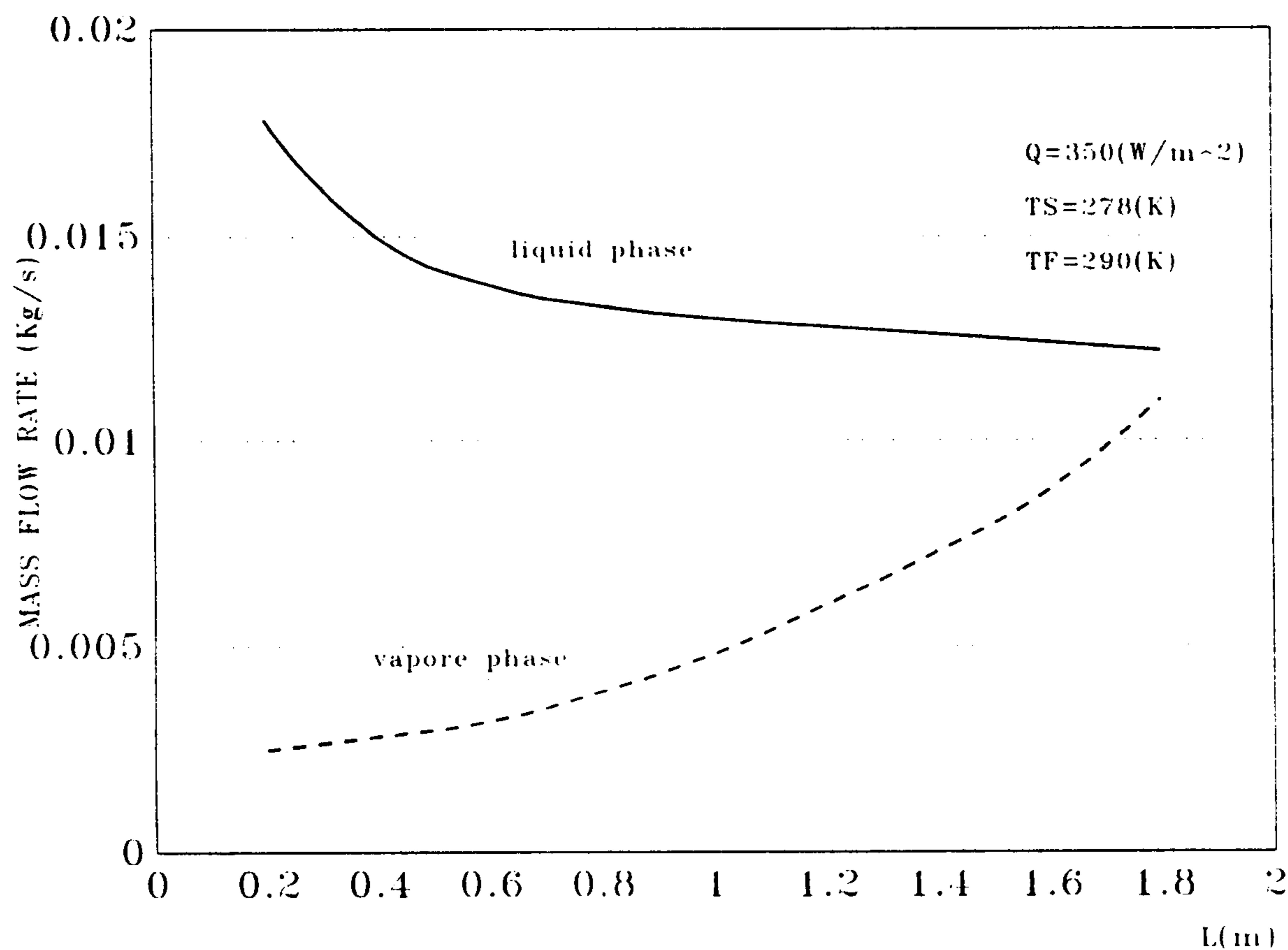
باتوجه به توضیحات ارائه شده روند تغییرات افت فشار فازهای مایع و بخار نیز به صورت زیر نشان داده شده در نمودار (۷) محاسبه شده است.

PRESSURE DROP CHANGINGS OF LIQUID & VAPOUR PHASE AT DIFF. LENGTH OF THE HEAT PIPE.



نمودار ۷: تغییرات افت فشار فاز بخار و مایع در طول ترموسیفون.

CHANGING OF LIQUID & VAPORE MASS FLOW RATE AT THE LENGTH OF HEAT PIPE.



نمودار ۸: تغییرات دبی جرمی فازهای بخار و مایع در طول لوله.

فهرست علائم

A : سطح مقطع

$B_{\phi i}$: نسبت متوسط مربع سرعت به مربع متوسط سرعت فاز ϕ در

بخش z

$Bo = \left(\frac{4P_L g R}{\sigma_L} \right)^{\frac{1}{2}}$: عدد بوت

C_f : ضریب اصطکاک

$C_{p\phi}$: حرارت مخصوص فاز z

$g = 9.8 \frac{m}{s^2}$: شتاب ثقل زمین

$Gr = \frac{g\beta(\Delta T)d^3}{v_{\phi}^2}$: عدد گرافش فاز ϕ

D_i : قطر داخلی

D_o : قطر خارجی

d : طول معادل

$h = \frac{W}{m^2 \cdot K}$: ضریب انتقال حرارت برحسب

h_{ϕ} : آنتالپی فاز ϕ

h_{fg} : گرمای نهان تبخیر

K_{ϕ} : ضریب هدایتی فاز ϕ

L : طول لوله

m : جرم

$m^{*''}$: دبی جرم ناشی از تغییر فاز

m° : دبی جرمی فاز ϕ برحسب $\frac{kg}{m^2 s}$

$Nu_{\phi} = \frac{h \cdot d}{K_{\phi}}$: عدد ناسلت فاز ϕ در بخش z

P : محیط

$P_{\phi i}$: فشار فاز ϕ در بخش z

$Pr_{\phi} = \frac{\mu_{\phi} \cdot C_{p\phi}}{K_{\phi}}$: عدد پرانتل فاز ϕ

Q : نرخ انتقال حرارت

R : شعاع لوله

$Re_{\phi} = \frac{4\Gamma}{\mu_L}$: عدد رینولدز فاز ϕ ، برای فیلم مایع و $\frac{\gamma m_v}{\pi R \mu_v}$ برای فاز بخار

T : دما

t : زمان

u_{ϕ} : سرعت فاز ϕ

i : بین فازی	v : حجم
g : گاز یا بخار	w : عرض پره
l : فاز مایع	x : کیفیت بخار (جرم کل بخار و مایع) / جرم بخار
p : بخش حوضچه	α : زاویه با سطح تراز زمین
r : شعاعی	Γ : شار محیطی فیلم مایع برحسب $\frac{kg}{m.s}$
s : محیط	δ : ضخامت فیلم مایع
sat : اشباع	Δ : اختلاف
vap : بخار	ϵ : ضریب پخش حرارتی سطح
v : فاز بخار	μ_{φ} : لزجت دینامیکی فاز φ
φ : فاز بخار یا مایع	ν_{φ} : لزجت سینماتیکی فاز φ
	ρ_{φ} : جرم حجمی فاز φ
	σ_{φ} : کشش سطحی فاز φ
	τ : ضریب عبور شیشه
	$\tau_{i\varphi}$: تنش بین دو فاز
	$\tau_{w\varphi}$: تنش بین دیواره و فاز φ

بالانویس ها

- : متوسط

ثابت ها

$$\sigma : \text{ثابت پلانک} \left(\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right) 5/669 \times 10^{-8}$$

تمامی واحد پارامترهای مذکور برحسب سیستم متریک (SI) می باشد.

زیرنویس ها

- a : بخش آدیاباتیک
- c : بخش چگالنده
- e : بخش تبخیرکننده
- f : مایع یا سیال

مراجع

- 1 - Dunn, P. D. and Reay, D. A. (1982). *Heat pipes*. Third editions.
- 2 - Sadrameli, M. (1996). *Industrial heat recovery systems*. Tarbiat Modares Publications.
- 3 - Calvin, C. and Silverstein, C. S. (1985). *Design and technology of heat pipes for cooling and heat exchange*, Hemisphere Publishing Corporation.
- 4 - Reed, J. G. and Tien, C. L. (1987). "Modeling of two phase closed thermosyphone." *ASME 722*, Vol. 1, PP. 109.
- 5 - Deutsch, D. . "Process piping system." *Chem. Eng. Magazine*, McGraw-Hill.

- ۶ - آزاد، ع.، پناهنده، ح.، قائم مقامی، ج. و گئولا، ف. "مبانی انرژی خورشیدی." جلد اول، انتشارات دانشگاه تهران، اسفند (۱۳۶۶).
- ۷ - آزاد، ع.، پناهنده، ح.، قائم مقامی، ج. و گئولا، ف. "طراحی انرژی خورشیدی." جلد دوم، انتشارات دانشگاه تهران، فروردین (۱۳۶۸).
- ۸ - هولمن، ج. ف. "انتقال حرارت." (جلد اول و دوم)، ترجمه مهندس ملک زاده و کاشانی حصار، (۱۹۸۹).