

## ANALISA PERUBAHAN FASE REFRIGERAN R-134a DENGAN *HEAT FLUX* KONSTAN PADA EVAPORATOR

Mukhammad Cholil<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Mahasiswa Program Pascasarjana – Jurusan Teknik Mesin dan Industri – Universitas Gadjah Mada

### Keywords :

*Phase change*

*Heat flux*

*Evaporator*

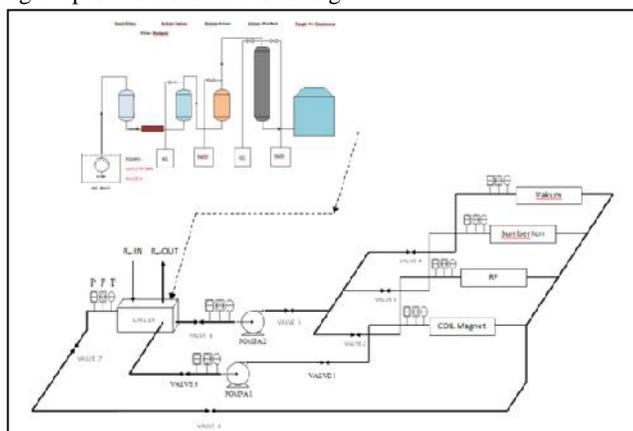
### Abstract :

*Analysis of R-134a refrigerant phase change with constant heat fluxes in evaporator has been done. The aims are to determine the effect of constant heat flux to the refrigerant phase change that occurs in the evaporator. Research will be conducted to measure the pressure and temperature of the input/output evaporator. Then, searching properties with tables and refrigerant phase change diagrams. The magnitude of these properties shows that there are changes in phase on the evaporator. The influence of the heat flux will be analyzed at some point in the evaporator in order to know the beginning and end of the phase change in the evaporator. With the addition of heat flux changes will take place early phase and ends more quickly than without the addition of heat flux. This of course will affect the length of the evaporator. So will add to the efficiency of use of the pipe material evaporator. Analysis was also conducted to calculate the maximum temperature that occurs in the evaporator pipe so that it can be seen how the age limit of the evaporator material.*

## 1. PENDAHULUAN

Di dalam dunia industri, fenomena perubahan fase seringkali ditemui dilapangan. Boiler, steam turbine, mesin refrigerasi adalah sistem yang sarat dengan perubahan fase didalamnya. Perubahan fase dalam termodinamika mendapatkan perhatian khusus, utamanya cair-gas. Fase adalah kuantitas zat yang mempunyai struktur fisika dan komposisi kimia yang seragam. Struktur fisika dikatakan seragam apabila zat terdiri dari gas saja, cair saja atau uap saja. Komposisi kimia dikatakan seragam apabila suatu zat hanya terdiri dari satu bahan kimia yang dapat berbentuk padat, cair atau gas, atau campuran dari dua atau tiga dari bentuk itu. Didalam evaporator fluida yang berubah fase cair ke gas disebut refrigeran.

Perubahan fase pada evaporator terjadi karena suhu lingkungan lebih tinggi dari suhu evaporator. Water chiller juga merupakan mesin refrigerasi, dimana suhu dingin evaporator digunakan untuk mendinginkan air yang kemudian air ini disirkulasi untuk mendinginkan komponen-komponen sistem yang lain. Contoh penggunaan water chiller ditampilkan seperti pada Gambar 1.1. Dalam paper ini dibahas tentang evaporator yang mendapatkan heat bukan suhu lingkungan, tetapi dari heat flux yang mengalir secara konstan. Penelitian yang searah dengan aliran dua fase untuk refrigeran telah dibahas oleh Costra-patry dkk (2011), Lee dkk (2005) dan Tran dkk (2000). Tetapi mereka hanya membahas tentang pressure drop. Koefisien heat transfer telah dibahas oleh Lie dkk (2006) dan Oh dkk (2011). Dari sini, kami mendapatkan celah untuk menganalisa pengaruh heat flux yang mengalir pada pipa evaporator. Perubahan fase akan lebih cepat karena suhu air menjadi semakin tinggi dari pada suhu refrigeran. Begitu juga perubahan fase akan berakhir lebih cepat. Hal ini tentu saja akan membuat panjang evaporator semakin berkurang.



Gambar 1.1. Skema Water Chiller

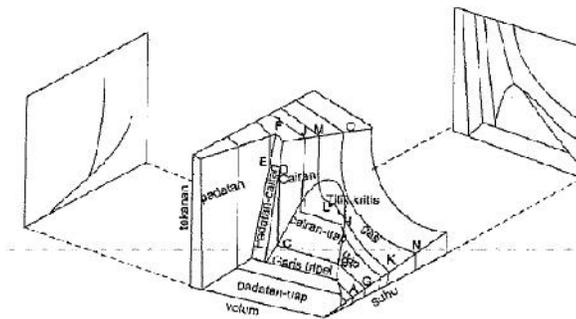
Selisih perubahan panjang evaporator ini mempengaruhi biaya pembuatan evaporator perunitnya. Dengan heat fluks yang mengalir pada evaporator, akan memberi dampak bervariasinya suhu di sepanjang evaporator. Dari sini dapat dihitung berapa suhu maksimum evaporator yang terjadi sehingga kita dapat menentukan jenis material apa yang akan digunakan dan dapat juga ditentukan umur dari evaporator tersebut.

**1.1. Perubahan fase (Cair-Gas)**

Perubahan fase cair-gas berlangsung pada suhu konstan, hal ini dikarenakan kalor yang diserap digunakan untuk berubah fase. Pada suhu jenuh ini sebagian zat berupa cairan dan sebagian berupa uap dan didefinisikan sebagai kuantitas yang disebut kualitas. Kualitas didefinisikan sebagai perbandingan massa uap dengan massa total zat. Misalkan massa zat cair adalah adalah 0,4 kg, kualitas air (diberi symbol  $x$ ) sama dengan 70 %. Kualitas didefinisikan hanya apabila zat berada pada keadaan jenuh yaitu pada suhu dan tekanan jenuh. Suhu akan bertambah setelah tetesan terakhir cairan menguap.

**1.1.1 Proyeksi Permukaan P-v-T**

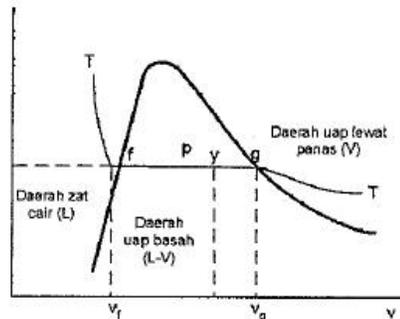
Permukaan P-v-T tiga dimensi sangat bermanfaat untuk mengkaji perubahan fase dari suatu zat, namun seringkali lebih mudah mempelajarinya dengan menggunakan proyeksi dua dimensi. Proyeksi permukaan P-v-T terhadap permukaan p-T dan P-v ditunjukkan pada Gambar 1.2. Walaupun proyeksi permukaan P-v-T terhadap permukaan v-T jarang digunakan namun akan kita bahas pula dibawah ini.



Gambar 1.2. Proyeksi permukaan P-v-T pada permukaan p-T dan P-V

**1.1.2 Daerah dua fase**

Penentuan sifat propertis di daerah dua garis jenuh merupakan masalah khusus, seperti ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



Gambar 1.3. Diagram P-v untuk zat murni.

Dalam daerah ini, suhu dan tekanan bukan merupakan dua sifat yang saling bebas dan tidak cukup untuk mendefinisikan keadaan. Titik f menyatakan keadaan cairan jenuh dan titik g menyatakan keadaan uap jenuh. Titik-titik antara f dan g misalnya z menyatakan zat merupakan campuran dari cairan jenuh dan uap jenuh. Pada fase cair yaitu di titik f, volum jenis zat cair adalah  $v_f$ , sedang pada fase uap di titik g volum jenis uap adalah  $v_g$ . Jika  $m_f$  dan  $m_g$  menyatakan massa dari fase cair dan uap, massa total  $m$  adalah :

$$m = m_f + m_g \tag{1}$$

Volume fase cair dan uap adalah :

$$V_f = m_f \cdot v_f \quad V_g = m_g \cdot v_g \tag{2}$$

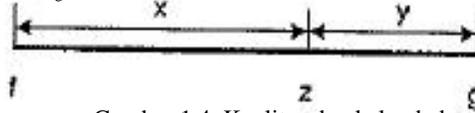
Volume total system adalah :

$$V = m_f \cdot v_f + m_g \cdot v_g \tag{3}$$

Perbandingan massa fase uap dan massa total disebut kualitas, dinyatakan dalam  $x$ . Perbandingan massa fase cair dan massa total disebut fraksi kelembaban  $y$ , dituliskan :

$$x = \frac{m_g}{m_g + m_f} \quad (4)$$

$$y = \frac{m_f}{m_g + m_f} \quad (5)$$



Gambar 1.4. Kualitas dan kelembaban

Jika energi dalam fase uap dan cairan adalah  $u_f$  dan  $u_g$ , maka energy dalam system :

$$U = m_f \cdot u_f + m_g \cdot u_g \quad (6)$$

$$dU = m_f \cdot du_f + m_g \cdot du_g$$

$$dU = (u_g - u_f) dm_{fg}$$

Menurut hukum pertama, kalor yang mengalir masuk system, sehingga :

$$dQ = dU + dW$$

$$dQ = (u_g - u_f) dm_{fg} + p(v_g - v_f) dm_{fg}$$

$$dQ = [ (u_g - u_f) + p(v_g - v_f) ] dm_{fg}$$

Jika besaran dalam kurung adalah konstan, maka kalor yang mengalir masuk sistem untuk massa berhingga  $m_{fg}$  adalah :

$$Q = [ (u_g - u_f) + p(v_g - v_f) ] m_{fg} \quad (7)$$

Kalor yang mengalir masuk system persatuan massa  $q$  adalah :

$$q = Q/m_{fg} = [ (u_g - u_f) + p(v_g - v_f) ]$$

$$q = [ (u_g - u_f) + p(v_g - v_f) ]$$

dari definisi  $h = u + pv$ , diperoleh :

$$q = h_g - h_f \quad (8)$$

Untuk keadaan jenuh, entalpi dapat dihitung dari :

$$h = (1 - x)h_f + xh_g$$

$$h = h_f - x h_{fg}$$

$$h = h_g - (1-x) h_{fg} \quad (9)$$

$h_{fg} = h_g - h_f$  adalah kenaikan entalpi selama penguapan.

Serupa dengan diatas dapat kita peroleh persamaan untuk energi dalam :

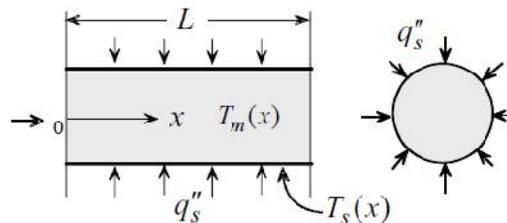
$$u = (1 - x)u_f + xu$$

$$u = u_f - x u_{fg}$$

$$u = u_g - (1 - x) u_{fg} \quad (10)$$

$u_{fg} = u_g - u_f$  adalah kenaikan energy dalam selama penguapan.

### 1.2 Channels dengan Heat Fluks Permukaan ( $q_s$ )



Gambar 1.5. Channels dengan penambahan heat fluks

Penambahan *heat flux* pada evaporator dapat diilustrasikan dengan gambar 2.8. Panjang pipa evaporator dimulai dengan  $x=0$  pada sisi inlet dan  $x=L$  pada sisi outlet. Temperatur rata-rata pada sisi masuk adalah  $T_{mi} = T_m(0)$ . Panas ditambahkan pada permukaan dengan *heat flux* seragam ( $q_s$ ). Dengan kasus seperti ini, kita dapat mencari variasi temperature permukaan  $T_s(x)$ . Karena *heat flux* seragam, total laju *heat transfer*  $q_s$  adalah

$$q_s = q_s'' \cdot A_s = q_s'' \cdot P \cdot x \quad (11)$$

dimana  $A_s$  luas permukaan channel dan  $P$  adalah keliling.

Suhu rata-rata  $T_m(x)$  dihitung dari hukum kekekalan energi. Dengan asumsi steady state, tidak ada energi yang dibangkitkan, mengabaikan energi kinetik dan energi potensial dan konduksi pada arah aksial. Energi yang ditambahkan pada permukaan harus sama dengan energi yang diserap oleh fluida. Kekekalan energi untuk *control volume* antara  $x=0$  dan  $x$  adalah :

$$q_s = q_s'' \cdot P \cdot x = m \cdot c_p \cdot [T_m(x) - T_{mi}] \quad (12)$$

dimana  $m$  adalah laju aliran massa dan  $c_p$  adalah panas spesifik.  $T_m(x)$  dapat dicari dengan

$$T_m(x) = T_{mi} + \frac{q_s'' \cdot P}{m \cdot c_p} \cdot x \quad (13)$$

Dengan adanya persamaan ini akan memberikan variasi temperature rata-rata sepanjang *channel*.

Temperatur permukaan  $T_s(x)$  dihitung menggunakan analisa *heat transfer*. Dengan mengasumsikan aliran *axisymmetric* dan mengabaikan variasi sepanjang keliling  $P$ , Hukum pendinginan Newton didapatkan

$$q_s = h_x \cdot [T_s(x) - T_m(x)] \quad (14)$$

Sehingga

$$T_s(x) = T_m(x) + \frac{q_s''}{h(x)} \quad (15)$$

Dengan mengeliminasi  $T_m(x)$ , akan kita dapatkan

$$T_s(x) = T_{mi} + q_s'' \left[ \frac{Px}{mc_p} + \frac{1}{h(x)} \right] \quad (16)$$

## 2. METODE PENELITIAN

### 2.1 Alat dan bahan:

Rincian alat dan bahan yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

- Bahan penelitian yang digunakan adalah Refrigerant R-134a.
- Peralatan untuk mengambil data tekanan berupa *pressure gauge* dan suhu berupa *thermokopel* Type K.
- Mikrokontroler Arduino UNO untuk pembacaan data suhu.

### 2.2 Cara Kerja

Setelah alat uji terpasang seperti pada Gambar 2.1., pengukuran tekanan dan suhu dilakukan dengan terlebih dahulu tanpa mengalirkan daya listrik. Hal ini dilakukan agar dapat membandingkan perbedaan yang terjadi setelah dan sebelum *heat flux* mengalir. Pengukuran temperatur dan tekanan dilakukan pada sisi input dan output evaporator. Dari temperatur dan tekanan yang tercatat, dengan menggunakan table perubahan fase untuk refrigerant R-134a, kita dapat menentukan propertis yang lain seperti *enthalpy* ( $h$ ), volume spesifik ( $v$ ), entropi ( $s$ ), dll. Kemudian dari propertis-propertis yang ada dapat juga digambarkan pada diagram perubahan fase.

Set up alat uji penelitian ini akan diilustrasikan pada gambar dibawah ini,



Gambar 2.1 Skema Alat Uji Perubahan Fase dengan *Heat Flux* konstan

Langkah selanjutnya adalah memulai pengambilan data (tekanan dan suhu) pada evaporator dengan mengalirkan *heat fluks*. *Heat fluks* dari coil pemanas akan mengalir ke evaporator. Hal ini akan meningkatkan perubahan suhu ke evaporator lewat media air pendingin. Pengamatan mulai dilakukan dengan mengukur tekanan dan suhu *output* evaporator. Kedua parameter ini akan menjadi acuan untuk mencari *propertis* yang lain, sehingga perubahannya harus diamati. Setiap terjadi perubahan temperatur atau tekanan, hal ini juga akan mempengaruhi posisi titik perubahan fase pada diagram *mollier*.

Pergeseran titik pada diagram fase, menunjukkan kualitas uap yang berbeda pula. Dengan penambahan *heat fluks* hal ini akan menggeser titik *output* evaporator menjauhi titik uap jenuh. *Propertis* titik *output* evaporator sebelum penambahan *heat fluks* akan menjadi acuan. Setelah diketahui perubahan posisi yang terjadi antara titik *output* evaporator sebelum dan sesudah dialiri *heat fluks*, maka akan dapat diketahui panjang evaporator. Semakin jauh pergeseran titik ini akan menunjukkan berapa panjang pipa evaporator yang dapat dihemat untuk sekali produksi. Selain itu dilakukan juga analisa tentang berapa suhu maksimum yang terjadi pada pipa evaporator sehingga diketahui berapa umur evaporator.

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 3.1 Penentuan panjang efisien evaporator

Keadaan evaporator dengan *heat fluks* dapat diilustrasikan seperti Gambar 2.1. Penentuan panjang efisien evaporator diperoleh dengan cara experimental, yaitu mengukur suhu dan tekanan evaporator baik *inlet* ataupun *outlet*. Idanya adalah penguapan yang terjadi pada evaporator terjadi karena perbedaan suhu yang terjadi antara refrigeran dengan suhu lingkungan. Dalam kasus ini, suhu lingkungan diganti dengan *heat fluks*. Pergantian ini, mengakibatkan terjadinya variasi suhu disepanjang evaporator. Suhu maksimum permukaan yang terjadi pada pipa evaporator akan dijelaskan setelah penentuan panjang efisien evaporator. Semakin besar *heat fluks* yang diberikan, semakin awal pula perubahan fase yang terjadi dan begitu juga perubahan fase akan berakhir lebih cepat. Indikasi perubahan fase dapat dipantau dengan membaca suhu dan tekanan inlet dan outlet evaporator. Sebagai contoh, apabila didapatkan pembacaan tekanan dan suhu inlet evaporator 1,6 Mpa atau 16 bar dan 315 K. Maka perubahan fase akan berakhir pada tekanan dan suhu outlet evaporator 1,6 Mpa atau 16 bar dan 315 K. Apabila didapatkan suhu yang lebih tinggi dari 315 K, berarti perubahan fase sudah berakhir dan masuk dalam fase uap panas lanjut. Semakin besar perubahan suhu yang terjadi mengindikasikan semakin panjang pipa evaporator yang digunakan, dalam penentuan panjang efisien evaporator tentunya dipertimbangkan juga besarnya suhu *inlet* kompresor dengan memperhatikan besaran *heat fluks* yang diberikan.

#### 3.2 Menentukan suhu maksimum permukaan pipa evaporator

Dari Gambar 1.5. Dan aplikasi dari hukum kekekalan energi diantara sisi inlet dan sisi outlet, diberikan :

$$D.L.q_s'' = m c_p (T_{mo} - T_{mi}) \quad (17)$$

Dimana, diameter pipa (*D*) 0,005 m, suhu rata-rata pada sisi inlet dan outlet ( $T_{mo} - T_{mi}$ ) 10 °C, dan *heat fluks* permukaan ( $q_s''$ ) 350 W/m<sup>2</sup>. Untuk menghitung *L* digunakan;

$$L = \frac{m.C_p.(T_{mo} - T_{mi})}{f.D.q_s''} \quad (18)$$

Laju aliran massa rata-rata *m* :

$$m = (\pi/4) D^2 \quad (19)$$

dimana, laju kecepatan rata-rata ( $\bar{u}$ ) 80 m/s. Untuk menghitung suhu permukaan pada sisi outlet, digunakan solusi untuk distribusi suhu permukaan untuk aliran yang melewati pipa dengan fluks permukaan seragam, dengan persamaan :

$$T_s(x) = T_{mi} + q_s'' \left[ \frac{P_x}{m.c_p} + \frac{1}{h(x)} \right] \quad (20)$$

Dimana, keliling (*P*) dinyatakan dengan  $P = \pi D$ . Suhu permukaan maximum pada sisi outlet,  $T_s(L)$ , dihitung dengan memberikan nilai  $x=L$  pada

$$T_s(L) = T_{mi} + q_s'' \left[ \frac{PL}{m.c_p} + \frac{1}{h(L)} \right] \quad (21)$$

Perhitungan  $h(L)$  dilakukan jika jenis aliran adalah laminar atau turbulen dan jika aliran telah fully developed pada sisi outlet Setelah sebelumnya dihitung bilang Reynold yang dinyatakan dengan :

$$ReD = \frac{\bar{u} D}{\nu} \quad (22)$$

Dimana  $\nu$  = kinematic viscosity, m<sup>2</sup>/s. Properties refrigerant dihitung pada suhu rata-rata :

$$\overline{T}_m = \frac{T_{mi} + T_{mo}}{2} \tag{23}$$

Dengan substitusi didapatkan :

$$\overline{T}_m = \frac{(42 + 45)^\circ C}{2} = 47^\circ C$$

Properties R-134a pada suhu ini adalah:

Table 3.1. Thermophysical Properties of Saturated Fluids (R-143a)

TABLE A.5 Continued								
Saturated Liquids (Continued)								
$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^3$ (N·s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m <sup>2</sup> /s)	$Pr$	$\beta \cdot 10^3$ (K <sup>-1</sup> )
Refrigerant-134a (C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub> )								
230	1426.8	1.249	0.04912	0.3443	112.1	0.629	5.5	2.02
240	1397.7	1.267	0.04202	0.3006	107.3	0.606	5.0	2.11
250	1367.9	1.287	0.03633	0.2656	102.5	0.583	4.6	2.23
260	1337.1	1.308	0.03166	0.2368	97.9	0.560	4.2	2.36
270	1305.3	1.333	0.02775	0.2127	93.4	0.537	4.0	2.53
280	1271.8	1.361	0.02443	0.1921	89.0	0.514	3.7	2.73
290	1236.8	1.393	0.02156	0.1744	84.6	0.491	3.5	2.98
300	1199.7	1.432	0.01905	0.1588	80.3	0.468	3.4	3.30
310	1159.9	1.481	0.01680	0.1449	76.1	0.443	3.3	3.73
320	1116.8	1.543	0.01478	0.1323	71.8	0.417	3.2	4.33
330	1069.1	1.627	0.01292	0.1209	67.5	0.388	3.1	5.19
340	1015.0	1.751	0.01118	0.1102	63.1	0.355	3.1	6.57
350	951.3	1.961	0.00951	0.1000	58.6	0.314	3.2	9.10
360	870.1	2.437	0.00781	0.0898	54.1	0.255	3.5	15.39
370	740.3	5.105	0.00580	0.0783	51.8	0.137	5.7	55.24

Dengan tanpa interpolasi, didapatkan :

$C_p = 1,543 \text{ J/kg}\cdot^\circ\text{C}$ ;  $k = 71,8 \text{ W/m}\cdot^\circ\text{C}$ ;  $Pr = 3,2$   $\nu = 0,1323 \text{ m}^2/\text{s}$ ;  $\rho = 1116,8 \text{ kg/m}^3$ . Dengan substitusi didapatkan,

$$Re_D = \frac{0,04 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right) \cdot 0,005 (\text{m})}{0,1323 \times 10^{-6} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)} = 1,511 (\text{laminar})$$

Karena jumlah bilang Reynold kurang dari 2300, maka tipe aliran adalah laminar. Langkah selanjutnya adalah menghitung *hydrodynamic and thermal entrance lengths*  $L_h$  and  $L_t$  untuk melihat apakah aliran sudah *fully developed* pada sisi outlet. Untuk aliran laminar pada pipa, *the hydrodynamic and thermal lengths* diberikan pada Gambar 3.1

geometry	$C_h$	$C_t$	
		uniform surface flux	uniform surface temperature
	0.056	0.043	0.033
 $a = b$	0.09	0.066	0.041
 $a = 2b$	0.085	0.057	0.049
 $a = 4b$			
 $a/b = \infty$	0.075	0.042	0.054
	0.011	0.012	0.008

Gambar 3.1 Entrance length coefficients

$$\frac{L_h}{D_e} = C_h Re_D \tag{24}$$

$$\frac{L_t}{D_e} = C_t Pr Re_D \tag{25}$$

Dimana, *hydrodynamic entrance length coefficient* ( $C_h$ ) 0,056 dan *thermal entrance length coefficient* ( $C_t$ ) 0,043. Dengan mensubstitusikan harga-harga tersebut diatas,  $L_h = 0,056 \times 0,005 \text{ (m)} \times 1511 = 0,423 \text{ m}$ . And,  $L_t = 0,043 \times 0,005 \text{ (m)} \times 1511 \times 3,2 = 1,039 \text{ m}$ . Jika panjang pipa  $L$  lebih besar daripada  $L_h$  and  $L_t$ , dan aliran sudah fully developed pada sisi outlet. Maka, sangat penting untuk menghitung  $L$  menggunakan laju aliran massa rata-rata ( $m$ )  $m = 988 \text{ (kg/m}^3) \times 0,04 \text{ (m/s)} = 0,03952 \text{ (kg/s)}$ . Kemudian dilakukan Substitusi,

$$L = \frac{0,00388 \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) 1,543 \left( \frac{\text{J}}{\text{kgC}} \right) (15 - 5)(C)}{0,005(m) 0,35 \left( \frac{\text{W}}{\text{cm}^2} \right) 10^4 \left( \frac{\text{cm}^2}{\text{m}^2} \right)} = 10,8 \text{ m}$$

Karena  $L$  lebih besar dari kedua  $L_h$  and  $L_t$ , maka aliran telah *fully developed* pada sisi outlet. Heat transfer coefficient untuk aliran laminar yang *fully developed* pada sebuah pipa dengan fluks permukaan seragam dinyatakan dengan

$$N_{UD} = \frac{hD}{k} = 4,364$$

Koefisien *heat transfer* pada sisi outlet dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$h(L) = 4,364 \frac{71,8 \left( \frac{\text{W}}{\text{m}} \cdot C \right)}{0,005(m)} = 62,667 \text{ W/m}^2 \cdot C$$

Dengan  $L$ ,  $m$  dan  $h(L)$  yang telah dihitung, Persamaan untuk outlet surface temperature, menjadi :

$$\begin{aligned} T_s(L) &= 5^\circ C + 3500 \left( \text{W/m}^2 \right) \left[ \frac{f 0,005(m) 10,8(m)}{0,00388 \left( \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) 1543 \left( \text{J/kgC} \right)} + \frac{1}{62,667 \left( \text{W/m}^2 C \right)} \right] \\ &= 5^\circ C + 99,12^\circ C \\ &= 104,12^\circ \end{aligned}$$

#### 4. KESIMPULAN

Dari uraian yang telah dijelaskan, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Semakin besar heat fluks yang diberikan, semakin awal perubahan fase yang terjadi dan sekaligus akan berakhir lebih cepat. Perubahan ini diikuti dengan berkurangnya panjang pipa evaporator.
2. Suhu maksimum permukaan maksimum yang terjadi adalah  $104,12^\circ C$ . Ini terjadi pada  $x=10,8 \text{ m}$ .

#### 5. DAFTAR PUSTAKA

- Aurora, C. P., 2001, *Refrigeration and Air Conditioning*, Second edition, Tata McGraw-Hill, Inc., Singapore.
- Bergman, Theodore L., Lavine, Adrienne S., Incropera, Frank P., Dewitt, David P., 2002, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, United States of America.
- Cengel, Yunus A., Boles, Michael A., 2005, *Thermodynamics an Engineering Approach*, Fifth Edition, McGraw-Hill, United States of America.
- Cholil, Mukhammad., Suyamto., Suprpto., Prajitno, Heru., 2012, Rancangan Awal *Sistem Demineralizer Water Treatment Pada Cyclotron Decy 13 MeV*, Prosiding Pertemuan dan Presentasi Ilmiah Penelitian Dasar Ilmu Pengetahuan dan Teknologi Nuklir (ISSN 0216-3128), 187–192.
- Costa-Patry, Etienne., Olivier, Miche, Jonathan., Bruno, Richard, John., 2011, *Two-phase flow of refrigerants in 85 μm-wide multi-microchannels: Part II – Heat transfer with 35 local heaters*, International Journal Heat and Fluid Flow, Vol. 32, 464-472.
- Lee, Jaeseon., Mudawar, Issam., 2005, *Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part I—pressure drop characteristics*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, 928-940.
- Lie, Y.M., Su, F.Q., Lai, R.L., Lin, T.F., 2006, *Experimental study of evaporation heat transfer characteristics of refrigerants R-134a and R-407C in horizontal small tubes*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.49, 207-218.
- M. Jiji, Latif., 2009, *Heat Convection*, Second Edition, Springer, New York.
- Tata Mc Graw Hill, 2005, *Refrigeration and air Conditioning*, Publishing Compani Limited, New Delhi.

- Tran., T.N., M.-C, Chyu., Wambsganss, M.W., France, D.M., 2000, *Two-phase pressure drop of refrigerants during Flow boiling in small channels: an experimental investigation and correlation development*, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 26, 1739-1754.
- Oh, Jong-Taek., Pamitran, A.S., Choi, Kwang-Il., Hrnjak, Pega., 2011, *Experimental investigation on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm inner diameters*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.54, 2080–2088.