

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Setelah dilakukan pengujian dan penelitian, pada bab ini dijelaskan tentang hasil penelitian dan pembahasannya mengenai koefisien perpindahan kalor evaporasi saluran vertikal dengan variasi laju aliran massa menggunakan refrigeran R-134a. Pengujian yang telah dilakukan yaitu dengan mengatur frekuensi *inverter* sesuai variabel yang mengubah kecepatan putar kompresor, kemudian mempengaruhi jumlah debit aliran refrigeran pada sistem, sehingga dengan perubahan debit aliran refrigeran, dapat dicatat perubahan tekanan, temperatur kerja pada sistem refrigerasi ini. Data yang telah tercatat tersebut dapat digunakan untuk menentukan laju aliran massa refrigeran dan nilai koefisien perpindahan kalor. Hasil dari pencatatan dan perhitungan data pada saat pengujian dibuat dalam bentuk tabel dan hasil penelitian ditampilkan dalam grafik yang kemudian dianalisa berdasarkan variasinya.

4.1 Data Hasil Penelitian

Variasi laju aliran massa dilakukan pada kualitas uap $\Delta x = 0$ sampai 0,5 untuk mengetahui seberapa besar perubahan koefisien perpindahan kalor saat debit aliran massa refrigeran berubah. Variasi ini memanfaatkan frekuensi *inverter* pada 14 Hz, 16 Hz, 18 Hz, 20 Hz, 22 Hz. Beberapa hal seperti beban pendinginan dan kerja kompresor diabaikan, debit air yang mengalir pada evaporator divariasikan dengan debit awal 1,4 LPM.

4.1.1 Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigeran (\dot{m})

Dalam perhitungan laju aliran massa refrigeran R-134a berkaitan dengan bilangan Reynold (Re) dan koefisien curah (C) yang dapat menggunakan fungsi persamaan regresi linier dari data hasil kalibrasi *orifice* pada gambar 3.17 dan 3.19. Berikut salah satu perhitungan laju aliran massa refrigeran R-134a yang diperoleh berdasarkan data-data hasil percobaan penelitian pada kualitas uap $\Delta x = 0$ untuk frekuensi 14 Hz, diketahui:

h_1	= 74,5 cm
h_2	= 77 cm
$\rho_{air\ raksa}$	= 13600 kg/m ³
g	= 9,81 kg/s ²
Diameter pipa orifice, A_2	= 12,7 mm
Diameter lubang orifice, A_1	= 2 mm
$P_{in,ex}$ atau P_2	= 115 psi = 892,9 Mpa (absolut)
$T_{in,ex}$ atau T_{13}	= 29,97 °C (terkalibrasi)
$\rho_{refrigeran}$	= 1175,05 kg/m ³ (Diagram P-h)

Perhitungan awal dengan Δh terbaca pada manometer U, sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\Delta h &= h_1 - h_2 \dots\dots\dots(4.1) \\ &= 77\text{ cm} - 74,5\text{ cm} \\ &= 2,5\text{ mm} \\ &= 2,5 \times 10^{-2}\text{ m}\end{aligned}$$

Kemudian dilanjutkan dengan menghitung ΔP orifice, dengan hasil persamaan 3.1.

$$\begin{aligned}&= 13600\text{ kg/m}^3 \times 9,81\text{ kg/s}^2 \times 2,5 \times 10^{-2}\text{ m} \\ &= 3335,40\text{ Pa}\end{aligned}$$

Dengan diketahui ΔP orifice, menghitung angka Reynold menggunakan persamaan 3.17 yang sebelumnya telah dilakukan kalibrasi pada orifice 2 mm, yaitu:

$$\begin{aligned}8,1867 \times Re &= \Delta P + 50558 \dots\dots\dots(4.2) \\ Re &= (3335,400\text{ Pa} + 50558)/8,1867 \\ &= 6583,04\end{aligned}$$

Untuk menentukan V_{aktual} , dibutuhkan konstanta C yang dapat menggunakan persamaan 3.19 yang kemudian disubstitusikan Re sebagai berikut:

$$\begin{aligned}C &= 2,5774 \cdot Re^{-0,126} \dots\dots\dots(4.3) \\ &= 2,5774 \times 6583,04^{-0,126} \\ &= 0,85\end{aligned}$$

Kemudian V_{aktual} membutuhkan data geometris dari *orifice*, yang ditunjukkan:

$$\begin{aligned} A_1 &= 2 \text{ mm} \\ &= 2 \times 10^{-3} \text{ m} \\ &= \frac{\pi}{4} \times (2 \times 10^{-3} \text{ m})^2 \\ &= 3,14 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_2 &= 12,7 \text{ mm} \\ &= 12,7 \times 10^{-3} \text{ m} \\ &= \frac{\pi}{4} \times (0,0127 \text{ m})^2 \\ &= 1,26 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$\rho_{refrigeran}$ didapat dari pembacaan tekanan dan suhu pada diagram P-h (Cengel, 2003), sehingga dapat menggunakan persamaan 3.12.

$$\begin{aligned} &= \frac{0,85 \times (1,26 \times 10^{-5} \text{ m}^2) \times \sqrt{\frac{2}{1175,05 \text{ kg/m}^3}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{(1,26 \times 10^{-5} \text{ m}^2)}{(3,14 \times 10^{-6} \text{ m}^2)}\right)^2}} \cdot \sqrt{3335,40 \text{ Pa}} \\ &= 6,37 \times 10^{-6} \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

Dengan ini, didapat \dot{m}_{ref} dengan menggunakan persamaan 3.22.

$$\begin{aligned} &= (6,37 \times 10^{-6} \text{ m/s}^2) \times 1175,05 \text{ kg/m}^3 \\ &= 7,48 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Tabel 4.1 Hasil perhitungan \dot{m}_{ref} aktual beberapa frekuensi *inverter* pada kualitas uap tertentu.

Frekuensi	Δx		Angka Reynolds	C	\dot{V}_{aktual}	\dot{m}_{aktual}
Hz						kg/dt
14	0	0,163	6583,04	0,851	6,37E-06	7,49E-03
	0,1	0,307	6631,93	0,85	6,75E-06	7,89E-03
	0,2	0,478	6648,23	0,85	6,87E-06	8,03E-03
	0,3	0,561	6729,71	0,849	7,43E-06	8,68E-03
	0,4	0,717	6746,01	0,849	7,55E-06	8,79E-03
	0,5	0,825	6811,20	0,848	7,96E-06	9,26E-03
16	0	0,168	6583,04	0,851	6,38E-06	7,48E-03
	0,1	0,319	6697,12	0,849	7,22E-06	8,42E-03
	0,2	0,447	6746,01	0,849	7,55E-06	8,79E-03
	0,3	0,575	6811,20	0,848	7,96E-06	9,26E-03
	0,4	0,697	6860,09	0,847	8,26E-06	9,59E-03
	0,5	0,784	6908,98	0,846	8,55E-06	9,92E-03
18	0	0,18	6648,23	0,85	6,86E-06	8,04E-03
	0,1	0,303	6664,53	0,85	6,97E-06	8,18E-03
	0,2	0,431	6729,71	0,849	7,42E-06	8,69E-03
	0,3	0,556	6778,60	0,848	7,74E-06	9,05E-03
	0,4	0,674	6827,49	0,847	8,05E-06	9,40E-03
	0,5	0,797	6876,38	0,847	8,34E-06	9,72E-03
20	0	0,186	6746,01	0,849	7,53E-06	8,81E-03
	0,1	0,332	6762,31	0,848	7,64E-06	8,93E-03
	0,2	0,473	6794,90	0,848	7,85E-06	9,16E-03
	0,3	0,578	6860,09	0,847	8,24E-06	9,62E-03
	0,4	0,688	6908,98	0,846	8,54E-06	9,93E-03
	0,5	0,96	6941,57	0,846	8,73E-06	1,01E-02
22	0	0,193	6713,42	0,849	7,32E-06	8,56E-03
	0,1	0,336	6811,20	0,848	7,95E-06	9,28E-03
	0,2	0,479	6843,79	0,847	8,15E-06	9,50E-03
	0,3	0,6	6892,68	0,846	8,44E-06	9,83E-03
	0,4	0,76	6957,87	0,845	8,82E-06	1,02E-02
	0,5	0,888	7023,05	0,844	9,17E-06	1,06E-02

4.1.2 Perhitungan Nilai Kualitas Uap Awal (X_0)

Nilai kualitas uap dilakukan dengan kondisi *heater* mati dan laju aliran massa yang telah dilakukan perhitungan, diketahui:

$$\begin{aligned}
 P_2 &= 115 \text{ psi} \\
 &= 892,90 \text{ kPa (abs)} \\
 T_{13} &= 29,97 \text{ }^\circ\text{C} \\
 h_3 = h_4 &= 250,48 \text{ kJ/kg (Diagram P-h)} \\
 P_3 &= 50 \text{ psi} \\
 &= 444,74 \text{ kPa (abs)} \\
 h_f &= 219,28 \text{ kJ/kg (Diagram P-h)} \\
 h_g &= 411,04 \text{ kJ/kg (Diagram P-h)}
 \end{aligned}$$

Penentuan nilai *enthalpy* (h) didapat dengan menggunakan diagram P-h dengan kondisi P_2 sebelum katup ekspansi dan P_3 sesudah katup ekspansi yang kemudian dapat mencari nilai h_f dan h_g . Dengan penurunan tekanan pada katup ekspansi, kualitas uap awal refrigeran dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$h_4 = h_f + x_4 \cdot h_{fg} \dots\dots\dots(4.4)$$

$$x_4 = \frac{h_4 - h_f}{h_g - h_f} \dots\dots\dots(4.5)$$

$$= \frac{250,48 \text{ kJ/kg} - 219,28 \text{ kJ/kg}}{411,04 \text{ kJ/kg} - 219,28 \text{ kJ/kg}}$$

$$x_4 = x_0 = 0,163 \quad (\text{kualitas awal})$$

Perhitungan nilai kualitas awal $\Delta x = 0$ dapat dilakukan pada frekuensi selanjutnya dengan kondisi *heater* mati.

4.1.3 Perencanaan *voltase* dan arus pada perangkat *Heater*

Penggunaan data rencana sangat penting dilakukan selain untuk keakuratan data penelitian, juga dapat digunakan untuk acuan penelitian selanjutnya. Pada perhitungan data rencana kalor yang diterima refrigeran pada frekuensi 14 Hz dilakukan dengan kualitas uap mulai dari $\Delta x = 0,1$ ditunjukkan pada gambar 3.31 dengan persamaan regresi linier dari hasil kalibrasi *heater* berikut:

$$Q_{R134a} = \dot{m}_{ref} \cdot \frac{\Delta x}{1} \cdot h_{fg} \dots\dots\dots(4.6)$$

$$\begin{aligned} Q_{R134a} &= (7,89 \times 10^{-3} \text{ kg/s}) \times \frac{0,1}{1} \times 190,38 \text{ kJ/kg} \\ &= 0,15020 \text{ kW} \\ &= 150,20 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Dengan asumsi $Q_{R134a} = Q_{air}$, maka *voltase heater* pada frekuensi 14 Hz untuk masing-masing *heater* dapat dihitung dengan persamaan regresi linier 3.22.

$$\begin{aligned} Q_{air} &= Q_{R134a} \\ V &= \frac{1,9558 \sqrt{Q_{R134a}}}{\sqrt{0,4657}} \dots\dots\dots(4.7) \\ &= \frac{1,9558 \sqrt{150,20}}{\sqrt{0,4657}} \\ &= 19,17 \text{ V} \end{aligned}$$

Perencanaan *voltase heater* pada frekuensi selanjutnya dapat menggunakan perhitungan di atas. Perencanaan arus pada frekuensi *inverter* 14 Hz kualitas uap $\Delta x = 0,1$ didapat dengan menggunakan persamaan regresi linier 3.24 untuk *heater* 1, persamaan regresi linier 3.25 untuk *heater* 2, persamaan regresi linier 3.26 untuk *heater* 3.

$$\begin{aligned} I_1 &= 0,1737 \times 19,17^{1,008} \\ &= 3,41 \text{ Ampere} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_2 &= 0,1929 \times 19,17^{0,9959} \\ &= 3,65 \text{ Ampere} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_3 &= 0,1538 \times 19,17^{1,0489} \\ &= 3,40 \text{ Ampere} \end{aligned}$$

Nilai *voltase* dan arus rencana digunakan untuk menghitung daya total *heater* (Q_{heater}) yang terjadi pada frekuensi 14 Hz kualitas uap $\Delta x = 0,1$. Daya total *heater* dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{total\ heater} &= V_1 \cdot I_1 + V_1 \cdot I_1 + V_1 \cdot I_1 \dots\dots\dots(4.8) \\ &= 19,17 \text{ V} \times 3,41 \text{ A} + 19,17 \text{ V} \times 3,65 \text{ A} + 19,17 \text{ V} \times 3,40 \text{ A} \\ &= 200,32 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Perhitungan perencanaan *voltase* dan arus *heater* dilakukan pada frekuensi selanjutnya pada kualitas uap 0 sampai 0,5 pada berbagai frekuensi dapat dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.2 Tabel perencanaan *voltase* dan arus *heater* berbagai frekuensi pada kualitas uap $\Delta x = 0$ sampai 0,5.

Frekuensi	Δx	QR134a	<i>Voltase</i>	I_1	I_2	I_3	Q_{Heater}
Hz		Watt	Volt	Ampere	Ampere	Ampere	Watt
14	0	0	0	0	0	0	0
	0,1	150,28	19,18	3,41	3,65	3,41	200,81
	0,2	303,47	27,47	4,90	5,23	4,97	414,55
	0,3	486,54	34,96	6,25	6,65	6,40	674,58
	0,4	652,66	40,63	7,27	7,72	7,49	913,32
	0,5	852,94	46,59	8,34	8,85	8,65	1203,70
16	0	0	0	0	0	0	0
	0,1	160,58	19,84	3,53	3,78	3,53	215,02
	0,2	332,15	28,76	5,13	5,47	5,21	455,02
	0,3	522,24	36,25	6,48	6,89	6,65	725,70
	0,4	714,81	42,56	7,62	8,09	7,86	1003,17
	0,5	916,63	48,34	8,66	9,18	8,99	1296,53
18	0	0	0	0	0	0	0
	0,1	158,04	19,68	3,50	3,75	3,50	211,51
	0,2	333,40	28,82	5,14	5,48	5,22	456,79
	0,3	517,04	36,07	6,45	6,86	6,61	718,24
	0,4	710,43	42,43	7,59	8,06	7,84	996,82
	0,5	912,24	48,22	8,64	9,15	8,96	1290,13
20	0	0	0	0	0	0	0
	0,1	172,50	20,58	3,66	3,92	3,67	231,50
	0,2	350,04	29,55	5,27	5,62	5,36	480,32
	0,3	547,59	37,14	6,64	7,06	6,82	762,05
	0,4	748,16	43,57	7,80	8,28	8,06	1051,48
	0,5	950,89	49,25	8,83	9,35	9,16	1346,55
22	0	0	0	0	0	0	0
	0,1	179,21	20,98	3,73	4,00	3,74	240,79
	0,2	363,15	30,11	5,37	5,73	5,47	498,89
	0,3	557,28	37,48	6,70	7,12	6,88	775,97
	0,4	768,62	44,17	7,91	8,39	8,18	1081,15
	0,5	990,96	50,30	9,02	9,55	9,37	1405,13

4.1.4 Nilai kualitas uap pada setiap Frekuensi

Nilai kualitas uap (Δx) yang terjadi pada *heater* relatif seiring dengan penyerapan kalor oleh refrigeran (Q_{ref}) dan laju aliran massa refrigeran (\dot{m}_{ref}) pada frekuensi tertentu. Perhitungan nilai kualitas uap pada setiap frekuensi mempertimbangkan nilai laju aliran massa dari refrigeran. Hal ini dapat diketahui karena \dot{m}_{ref} mempengaruhi pola aliran yang terjadi sehingga berdampak pada proses penyerapan kalor refrigeran (Q_{ref}) yang kemudian dapat mengubah nilai dari kualitas uap. Perhitungan nilai kualitas dilakukan pada frekuensi 14 Hz dengan kondisi *heater* hidup, kualitas uap $\Delta x = 0,1$ dengan kondisi debit air evaporator konstan, diketahui:

$$T_{s_{heater}} \text{ (temperatur permukaan } heater) = 28,92 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{\infty_{heater}} \text{ (temperatur lingkungan } heater) = 28,33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Nilai temperatur *heater* digunakan untuk mencari nilai temperatur film (T_f).

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{T_{s_{heater}} + T_{\infty_{heater}}}{2} \dots\dots\dots(4.9) \\ &= \frac{28,92 \text{ } ^\circ\text{C} + 28,33 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} \\ &= 28,63 \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 301,63 \text{ } ^\circ\text{K} \end{aligned}$$

Nilai temperatur film (T_f) digunakan untuk mengetahui beberapa parameter yang digunakan dalam perhitungan ini. Parameter tersebut terdapat pada Tabel A.4. Properti Udara, Incropera dkk. (2011) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} k &= 26,41 \times 10^{-3} \text{ W/m. } ^\circ\text{K} \\ \nu &= 16,04 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ \alpha &= 22,71 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ Pr &= 0,7067 \\ \beta &= 0,003317013 \text{ } ^\circ\text{K}^{-1} \\ g &= 9,81 \text{ m/s}^2 \\ L &= 1,1 \text{ m} \\ A_s &= (\pi \cdot D \cdot L) + (r_{selimut}^2 - r_{tembaga}^2) \dots\dots\dots(4.10) \\ &= (3,14 \times 0,12 \text{ m} \times 1,1 \text{ m}) + (0,05^2 - 0,0093^2) = 0,42 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Dalam penyerapan kalor refrigeran didalam *heater*, tidak semua kalor dapat terserap sempurna oleh refrigeran, sehingga kalor yang tidak terserap akan terbuang dan dinyatakan dengan Q_{loss} . Perhitungan Q_{loss} dapat dihitung menurut Incropera dkk. (2011). Dalam pengukuran koefisien perpindahan kalor membutuhkan *Rayleigh number* dengan persamaan 2.40.

$$= \frac{9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,003317013 \text{ }^\circ\text{K}^{-1} \times (28,92 \text{ }^\circ\text{C} - 28,33 \text{ }^\circ\text{C}) \times 1,1^3 \text{ m}}{(22,71 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}) \times (16,04 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})}$$

$$= 7 \times 10^7$$

Perhitungan berikutnya menggunakan angka Nusselt menggunakan persamaan 2.41.

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times (7 \times 10^7)^{1/6}}{[1 + (0,492 / (0,7067))^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

$$= 54,90$$

Maka, koefisien perpindahan kalor konveksi bebas (\bar{h}) dapat dihitung dengan persamaan 2.39.

$$= \frac{54,90 \times (26,41 \times 10^{-3}) \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{K}}{1,1 \text{ m}}$$

$$= 1,31 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Dengan koefisien perpindahan kalor yang telah diketahui, maka dapat digunakan untuk mencari nilai perpindahan kalor konveksi dan radiasi pada persamaan 2.7 dan 2.9.

$$= 1,31 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 0,42 \text{ m}^2 \times (28,92 \text{ }^\circ\text{C} - 28,33 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$= 0,33 \text{ Watt}$$

$$= 1 \times (5,627 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4) \times 0,42 \text{ m}^2 \times (301,92^4 \text{ }^\circ\text{K} - 301,33^4 \text{ }^\circ\text{K})$$

$$= 0,25 \text{ Watt}$$

Kalor yang terbuang Q_{loss} dapat dihitung dengan memasukkan data nilai konveksi dan nilai radiasi dengan menggunakan persamaan 2.43.

$$= 0,33 \text{ Watt} + 0,25 \text{ Watt}$$

$$= 0,55 \text{ Watt}$$

Dengan daya *heater* aktual yang didapat pada saat pengujian, kalor yang diserap refrigeran dapat dihitung menggunakan persamaan 2.45.

$$\begin{aligned}
 &= 212,20 \text{ Watt} - 0,55 \text{ Watt} \\
 &= 211,65 \text{ Watt} \\
 &= 0,21165 \text{ kW} \\
 &= 0,21165 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

Perhitungan nilai kualitas uap $\Delta x = 0,1$ pada frekuensi 14 Hz membutuhkan nilai-nilai *enthalpy* (h_x) dan nilai laju aliran massa refrigeran, maka dengan kondisi *heater* hidup, diketahui:

$$\begin{aligned}
 P_2 &= 927,37 \text{ kPa (abs)} \\
 T_{13} &= 32,53 \text{ }^\circ\text{C} \\
 \dot{m}_{ref} &= 7,89 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \\
 h_f &= 221,30 \text{ kJ/kg (diagram P-h)} \\
 h_g &= 411,68 \text{ kJ/kg (diagram P-h)} \\
 h_{fg} &= 190,38 \text{ kJ/kg (diagram P-h)} \\
 h_3 &= 252,90 \text{ kJ/kg (diagram P-h)}
 \end{aligned}$$

Untuk mendapatkan harga *enthalpy* (h_x), maka dilakukan perhitungan sebagai berikut:

$$Q_{ref} = (h_x - h_3) \cdot \dot{m}_{ref} \dots\dots\dots(4.11)$$

$$\begin{aligned}
 h_x &= \frac{Q_{ref}}{\dot{m}_{ref}} + h_3 \dots\dots\dots(4.12) \\
 &= \frac{0,21165 \text{ kJ/s}}{7,89 \times 10^{-3} \text{ kg/s}} + 252,90 \text{ kJ/kg} \\
 &= 279,71 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Hasil dari perhitungan di atas digunakan untuk mencari nilai kualitas uap $\Delta x = 0,1$ dengan persamaan berikut:

$$h_x = h_f + x \cdot h_{fg} \dots\dots\dots(4.13)$$

$$\begin{aligned}
 x &= \frac{h_x - h_f}{h_{fg}} \dots\dots\dots(4.14) \\
 &= \frac{279,71 \text{ kJ/kg} - 221,30 \text{ kJ/kg}}{190,38 \text{ kJ/kg}} \\
 &= 0,307
 \end{aligned}$$

Kualitas uap $\Delta x = 0,1$ yang memiliki laju aliran massa refrigeran $7,89 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ pada frekuensi 14 Hz memiliki nilai 0,307. selanjutnya pada

kualitas uap 0,2, 0,3, 0,4 dan 0,5 dapat mengaplikasikan perhitungan seperti diatas. Perhitungan ini juga berlaku pada frekuensi 16, 18, 20, 22 Hz dengan kondisi *heater* menyala dan Δx dimulai dari 0,1, 0,2, 0,3, 0,4 dan 0,5.

Tabel 4.3 Tabel nilai kualitas uap *heater* terhadap berbagai frekuensi.

Frekuensi	Δx	\dot{m}_{aktual}	Daya Heater	\dot{Q}_{loss}	\dot{Q}_{ref}	x_{real}
			Aktual			
Hz		kg/dt	Watt	Watt	kW	
14	0	7,49E-03	0	0	0	0,163
	0,1	7,89E-03	212,201	0,55	0,21	0,307
	0,2	8,03E-03	491,266	5,21	0,49	0,478
	0,3	8,68E-03	683,303	8,97	0,67	0,561
	0,4	8,79E-03	961,446	18,37	0,94	0,717
	0,5	9,26E-03	1204,244	25,55	1,18	0,825
16	0	7,48E-03	0	0,00	0,00	0,168
	0,1	8,42E-03	236,044	2,49	0,23	0,319
	0,2	8,79E-03	472,278	7,40	0,46	0,447
	0,3	9,26E-03	737,668	16,78	0,72	0,575
	0,4	9,59E-03	999,002	25,44	0,97	0,697
	0,5	9,92E-03	1201,859	32,63	1,17	0,784
18	0	8,04E-03	0	0	0	0,18
	0,1	8,18E-03	202,756	0,20	0,20	0,303
	0,2	8,69E-03	440,391	3,65	0,44	0,431
	0,3	9,05E-03	682,81	7,91	0,67	0,556
	0,4	9,40E-03	930,102	12,70	0,92	0,674
	0,5	9,72E-03	1197,78	22,71	1,18	0,797
20	0	8,81E-03	0	0	0	0,186
	0,1	8,93E-03	256,574	0,44	0,26	0,332
	0,2	9,16E-03	526,905	5,01	0,52	0,473
	0,3	9,62E-03	767,877	9,87	0,76	0,578
	0,4	9,93E-03	1000,596	18,48	0,98	0,688
	0,5	1,01E-02	1554,332	35,91	1,52	0,96
22	0	8,56E-03	0	0	0	0,193
	0,1	9,28E-03	268,189	1,43	0,27	0,336
	0,2	9,50E-03	557,895	7,25	0,55	0,479
	0,3	9,83E-03	823,405	16,52	0,81	0,6
	0,4	1,02E-02	1179,61	28,39	1,15	0,76
	0,5	1,06E-02	1493,4556	39,80	1,45	0,888

4.1.5 Perhitungan Koefisien Perpindahan Kalor Evaporasi (h_{evap})

Dalam perhitungan koefisien perpindahan kalor evaporasi, pembacaan data awal data kualitas uap (Δx) dan data perhitungan laju aliran masa refrigeran digunakan sebagai acuan untuk memperoleh data h_{evap} yang dibutuhkan. Dalam perhitungan ini, dilakukan pada pengaturan *inverter* frekuensi 14 Hz pada kualitas uap $\Delta x = 0$, diketahui:

$$\text{Temperatur sisi masuk seksi uji, } T_1 = 11,55 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatur dinding sisi masuk seksi uji, } T_2 = 12,57 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 12,77 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_4 = 12,23 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatur udara keluar seksi uji, } T_5 = 23,42 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatur udara masuk seksi uji, } T_6 = 33,95 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatur sisi keluar seksi uji, } T_9 = 12,19 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatur dinding sisi masuk seksi uji, } T_{10} = 11,91 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{11} = 12,65 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{12} = 11,54 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$k = 401 \text{ W/m. }^\circ\text{C}$$

$$L = 1,25 \text{ m}$$

$$r_1 = 8,3 \text{ mm}$$

$$r_2 = 9,3 \text{ mm}$$

$$\rho_{udara} = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{V}_{udara} = 3,6 \text{ m/s}$$

$$cp_{udara} = 1005 \text{ J/kg.K}$$

$$D_{i,pipa} = 16,6 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Seksi uji merupakan alat yang dilakukan penelitian, sehingga permukaan dari seksi uji dapat dihitung sebagai berikut:

$$A_{s,u} = \pi \times D_{i,pipa} \times L \dots\dots\dots(4.15)$$

$$= \pi \times (16,6 \times 10^{-3}) \text{ m} \times 1,25 \text{ m}$$

$$= 6,51 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

Selanjutnya menghitung \dot{V}_{udara} dapat menggunakan parameter luas permukaan pada saat pengukuran kecepatan udara dengan persamaan 3.29 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} &= \frac{\pi}{4} \times (27,5 \times 10^{-3})^2 \text{ m} \times 3,6 \text{ m/s} \\ &= 2,13 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Kemudian menggunakan parameter massa jenis (ρ) pada persamaan 3.28 untuk mendapatkan \dot{m}_{udara} .

$$\begin{aligned} &= 1,2 \text{ kg/m}^3 \times 2,13 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 2,56 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Untuk menentukan Q_{eva} dapat menggunakan persamaan 3.27.

$$\begin{aligned} &= 2,56 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \times 1005 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \times (33,95 \text{ }^\circ\text{C} - 23,42 \text{ }^\circ\text{C}) \\ &= 27,15 \text{ J/s} \\ &= 27,15 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Tabel 4.4 Hasil perhitungan Q_{eva} pada beberapa frekuensi *inverter* pada kualitas uap tertentu.

Frekuensi	Δx	x_{real}	T_6	T_5	\dot{m}_{udara}	Q_{eva}
Hz			°C	°C	kg/s	J/s
14	0	0,163	33,96	23,42	2,56E-03	27,16
	0,1	0,307	35,04	23,03	2,56E-03	30,96
	0,2	0,478	35,63	24,11	2,56E-03	29,68
	0,3	0,561	35,73	25,59	2,56E-03	26,13
	0,4	0,717	35,73	26,18	2,56E-03	24,61
	0,5	0,825	35,92	26,87	2,56E-03	23,34
16	0	0,168	35,43	23,23	2,56E-03	31,46
	0,1	0,319	34,94	24,41	2,56E-03	27,15
	0,2	0,447	36,41	25,29	2,56E-03	28,66
	0,3	0,575	36,32	25,98	2,56E-03	26,63
	0,4	0,697	36,61	26,87	2,56E-03	25,11
	0,5	0,784	36,51	27,46	2,56E-03	23,33
18	0	0,18	35,73	22,73	2,56E-03	33,49
	0,1	0,303	33,86	22,24	2,56E-03	29,95
	0,2	0,431	34,84	23,13	2,56E-03	30,20
	0,3	0,556	35,14	23,92	2,56E-03	28,92
	0,4	0,674	35,14	23,92	2,56E-03	28,92
	0,5	0,797	35,24	23,62	2,56E-03	29,94
20	0	0,186	35,83	22,54	2,56E-03	34,25
	0,1	0,332	35,33	24,11	2,56E-03	28,92
	0,2	0,473	36,02	24,41	2,56E-03	29,93
	0,3	0,578	36,12	25,00	2,56E-03	28,66
	0,4	0,688	36,22	25,79	2,56E-03	26,89
	0,5	0,96	36,51	26,18	2,56E-03	26,63
22	0	0,193	35,73	22,24	2,56E-03	34,76
	0,1	0,336	38,67	24,21	2,56E-03	37,28
	0,2	0,479	37,20	24,70	2,56E-03	32,21
	0,3	0,6	36,61	25,29	2,56E-03	29,17
	0,4	0,76	36,51	26,08	2,56E-03	26,89
	0,5	0,888	36,51	26,87	2,56E-03	24,85

Temperatur dinding luar seksi uji dapat digunakan untuk mencari temperatur dinding sisi dalam secara teoritis dengan menggunakan persamaan 3.26. Karena temperatur dinding luar pada sisi masuk dan keluar masuk ada 3 titik yaitu pada sisi masuk T_2, T_3, T_4 dan pada sisi keluar T_{10}, T_{11}, T_{12} , maka dilakukan perhitungan pada temperatur dinding masuk dan keluar masing-masing titik. Berikut titik T_{win} pada dinding masuk seksi uji menggunakan persamaan 3.26.

$$\begin{aligned}
 T_{win,2} &= 12,57 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{27,15 \text{ J/s} \times \ln\left(\frac{9,3 \times 10^{-3}}{8,3 \times 10^{-3}}\right) m}{2 \times \pi \times 401 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C} \times 1,25 \text{ m}} \\
 &= 12,576 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_{win,3} &= 12,77 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{27,15 \text{ J/s} \times \ln\left(\frac{9,3 \times 10^{-3}}{8,3 \times 10^{-3}}\right) m}{2 \times \pi \times 401 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C} \times 1,25 \text{ m}} \\
 &= 12,771 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_{win,4} &= 12,23207 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{27,15 \text{ J/s} \times \ln\left(\frac{9,3 \times 10^{-3}}{8,3 \times 10^{-3}}\right) m}{2 \times \pi \times 401 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C} \times 1,25 \text{ m}} \\
 &= 12,231 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_{win} &= \frac{12,576 \text{ }^\circ\text{C} + 12,771 \text{ }^\circ\text{C} + 12,231 \text{ }^\circ\text{C}}{3} \\
 &= 12,52 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Dilanjutkan dengan titik T_{wout} pada dinding keluar seksi uji dengan persamaan yang sama 3.25.

$$\begin{aligned}
 T_{wout,10} &= 11,912 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{27,15 \text{ J/s} \times \ln\left(\frac{9,3 \times 10^{-3}}{8,3 \times 10^{-3}}\right) m}{2 \times \pi \times 401 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C} \times 1,25 \text{ m}} \\
 &= 11,911 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_{wout,11} &= 12,65 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{27,15 \text{ J/s} \times \ln\left(\frac{9,3 \times 10^{-3}}{8,3 \times 10^{-3}}\right) m}{2 \times \pi \times 401 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C} \times 1,25 \text{ m}} \\
 &= 12,653 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_{wout,12} &= 11,55 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{27,15 \text{ J/s} \times \ln\left(\frac{9,3 \times 10^{-3}}{8,3 \times 10^{-3}}\right) m}{2 \times \pi \times 401 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C} \times 1,25 \text{ m}} \\
 &= 11,549 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_{wout} &= \frac{11,11 \text{ }^\circ\text{C} + 12,653 \text{ }^\circ\text{C} + 11,549 \text{ }^\circ\text{C}}{3} \\
 &= 12,03 \text{ }^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Tabel 4.5 Data input temperatur dinding sisi masuk dan keluar seksi uji pada beberapa frekuensi *inverter* pada kualitas uap tertentu.

Frekuensi Hz	Δx		$T_{w_{in.2}}$	$T_{w_{in.3}}$	$T_{w_{in.4}}$	$T_{w_{out.10}}$	$T_{w_{out.11}}$	$T_{w_{out.12}}$
			°C	°C	°C	°C	°C	°C
14	0	0,163	12,58	12,77	12,23	11,91	12,65	11,55
	0,1	0,307	12,87	13,55	12,43	14,24	14,89	13,59
	0,2	0,478	15,01	15,30	14,85	16,19	16,54	15,92
	0,3	0,561	16,66	17,34	16,51	17,55	18,20	17,37
	0,4	0,717	18,12	18,31	17,77	19,59	19,75	18,54
	0,5	0,825	19,58	20,25	19,13	20,76	20,92	19,70
16	0	0,168	12,77	12,48	11,75	11,43	12,36	11,16
	0,1	0,319	14,91	13,94	11,94	15,12	14,89	12,81
	0,2	0,447	15,01	13,45	13,40	15,70	16,06	14,95
	0,3	0,575	15,89	16,66	15,34	17,55	17,61	16,40
	0,4	0,697	17,54	17,73	17,09	19,30	18,98	17,96
	0,5	0,784	18,90	18,99	18,45	19,98	19,95	19,41
18	0	0,18	10,63	10,54	10,09	11,04	10,71	10,29
	0,1	0,303	11,51	11,02	10,38	11,43	12,07	11,06
	0,2	0,431	12,48	11,90	12,04	11,81	12,95	11,84
	0,3	0,556	13,84	13,74	12,91	12,88	14,60	13,78
	0,4	0,674	14,43	15,01	14,56	14,83	15,96	15,04
	0,5	0,797	15,89	16,66	16,12	16,19	17,22	16,89
20	0	0,186	10,92	10,34	8,05	9,58	10,03	8,83
	0,1	0,332	9,95	10,83	9,32	10,06	11,58	9,90
	0,2	0,473	11,80	12,67	10,87	11,62	13,33	12,33
	0,3	0,578	12,87	13,16	12,72	13,18	13,43	13,59
	0,4	0,688	14,91	15,49	14,76	15,31	15,86	15,04
	0,5	0,96	15,11	15,59	14,66	15,31	16,15	15,43
22	0	0,193	8,88	9,08	6,50	9,09	9,83	8,44
	0,1	0,336	8,68	10,73	8,44	9,77	9,93	9,61
	0,2	0,479	11,21	11,51	11,06	12,30	12,85	12,52
	0,3	0,6	13,45	13,74	13,20	14,63	16,93	14,56
	0,4	0,76	15,79	15,69	15,53	16,68	18,10	16,50
	0,5	0,888	16,76	16,95	16,80	17,55	18,20	17,67

Dengan hasil temperatur dinding pada sisi masuk dan keluar yang bervariasi, dapat diwakilkan dengan merata-rata temperatur dinding sisi masuk dan keluar pipa seksi uji.

$$\begin{aligned} T_{wi} &= \frac{T_{win} + T_{wout}}{2} \\ &= \frac{12,52\text{ }^{\circ}\text{C} + 12,03\text{ }^{\circ}\text{C}}{2} \\ &= 12,28\text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Setelah T_{wi} diketahui, dalam menentukan perpindahan kalor evaporasi yang terjadi memerlukan temperatur refrigeran R134a pada seksi uji. Temperatur yang dimaksud pada penelitian ini adalah titik T_1 pada sisi masuk pipa, dan titik T_9 pada sisi keluar pipa seksi uji yang kemudian dirata-rata. Sehingga dapat menggunakan persamaan 3.25.

$$\begin{aligned} T_{sat} &= \frac{1}{2} \times (11,55\text{ }^{\circ}\text{C} + 12,19\text{ }^{\circ}\text{C}) \\ &= 11,87\text{ }^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan, didapat variabel yang dapat digunakan untuk menentukan koefisien perpindahan kalor evaporasi dengan menggunakan persamaan 3.22 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_{eva_{SU}} &= \frac{27,15\text{ Watt}}{(6,51 \times 10^{-2}\text{ m}^2) \times (12,28\text{ }^{\circ}\text{C} - 11,87\text{ }^{\circ}\text{C})} \\ &= 1024,72\text{ W/m}^2 \cdot \text{ }^{\circ}\text{K} \end{aligned}$$

$$\text{Dengan, } \Delta T = T_{wi} - T_{sat} \quad \longrightarrow \quad \text{jika } T_{wi} > T_{sat}$$

$$\Delta T = T_{sat} - T_{wi} \quad \longrightarrow \quad \text{jika } T_{wi} < T_{sat}$$

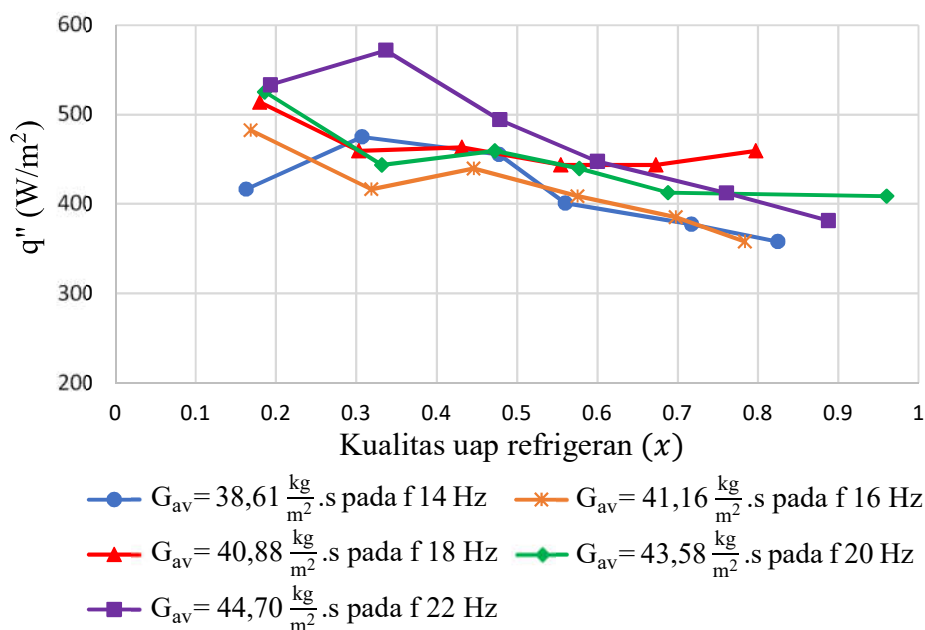
Selanjutnya perhitungan dapat dilakukan pada variasi laju aliran masa pada frekuensi *inverter* 14 Hz, 16 Hz, 18 Hz, 20 Hz, dan 22 Hz dalam tiap kualitas uap $\Delta x = 0$ sampai 0,5 menggunakan perhitungan seperti di atas.

Tabel 4.6 Hasil perhitungan h_{evap} pada beberapa frekuensi *inverter* pada kualitas uap tertentu.

Frekuensi Hz	Δx	x_{real}	\dot{m}_{aktual} kg/dt	A seksi uji m ²	Q_{evap} J/s	$T_{w.in}$ °C	$T_{w.out}$ °C	h_{evap}
14	0	0,163	7,49E-03	6,52E-02	27,16	12,28	11,88	1024,72
	0,1	0,307	7,89E-03	6,52E-02	30,96	13,59	13,20	1194,01
	0,2	0,478	8,03E-03	6,52E-02	29,68	15,64	15,30	1358,35
	0,3	0,561	8,68E-03	6,52E-02	26,13	17,27	17,01	1546,16
	0,4	0,717	8,79E-03	6,52E-02	24,61	18,68	18,48	1875,87
	0,5	0,825	9,26E-03	6,52E-02	23,34	20,06	19,90	2243,81
16	0	0,168	7,48E-03	6,52E-02	31,46	11,99	11,53	1055,29
	0,1	0,319	8,42E-03	6,52E-02	27,15	13,94	13,64	1396,27
	0,2	0,447	8,79E-03	6,52E-02	28,66	14,76	14,47	1503,61
	0,3	0,575	9,26E-03	6,52E-02	26,63	16,58	16,33	1649,77
	0,4	0,697	9,59E-03	6,52E-02	25,11	18,10	17,89	1878,24
	0,5	0,784	9,92E-03	6,52E-02	23,33	19,28	19,12	2174,55
18	0	0,180	8,04E-03	6,52E-02	33,49	10,55	10,07	1063,85
	0,1	0,303	8,18E-03	6,52E-02	29,95	11,25	10,85	1157,19
	0,2	0,431	8,69E-03	6,52E-02	30,20	12,17	11,83	1355,07
	0,3	0,556	9,05E-03	6,52E-02	28,92	13,63	13,34	1566,06
	0,4	0,674	9,40E-03	6,52E-02	28,92	14,97	14,71	1719,68
	0,5	0,797	9,72E-03	6,52E-02	29,94	16,49	16,28	2133,99
20	0	0,186	8,81E-03	6,52E-02	34,25	9,63	9,14	1073,73
	0,1	0,332	8,93E-03	6,52E-02	28,92	10,27	9,92	1251,87
	0,2	0,473	9,16E-03	6,52E-02	29,93	12,10	11,78	1408,93
	0,3	0,578	9,62E-03	6,52E-02	28,66	13,16	12,90	1733,83
	0,4	0,688	9,93E-03	6,52E-02	26,89	15,23	15,01	1842,55
	0,5	0,960	1,01E-02	6,52E-02	26,63	15,38	15,20	2348,41
22	0	0,193	8,56E-03	6,52E-02	34,76	8,64	8,16	1112,33
	0,1	0,336	9,28E-03	6,52E-02	37,28	9,53	9,09	1298,69
	0,2	0,479	9,50E-03	6,52E-02	32,21	11,91	11,58	1511,03
	0,3	0,600	9,83E-03	6,52E-02	29,17	14,42	14,18	1821,93
	0,4	0,760	1,02E-02	6,52E-02	26,89	16,38	16,18	2061,51
	0,5	0,888	1,06E-02	6,52E-02	24,85	17,32	17,16	2366,96

4.2 Pembahasan

Pengolahan data yang telah dilakukan kemudian dianalisa untuk memenuhi tujuan penelitian ini yaitu mengetahui pengaruh variasi laju aliran masa refrigeran atau sering disebut fluks massa R134a terhadap koefisien perpindahan kalor evaporasi pada frekuensi inverter 14 Hz, 16 Hz, 18 Hz, 20 Hz dan 22 Hz pada kualitas uap (Δx) 0 sampai 0,5.

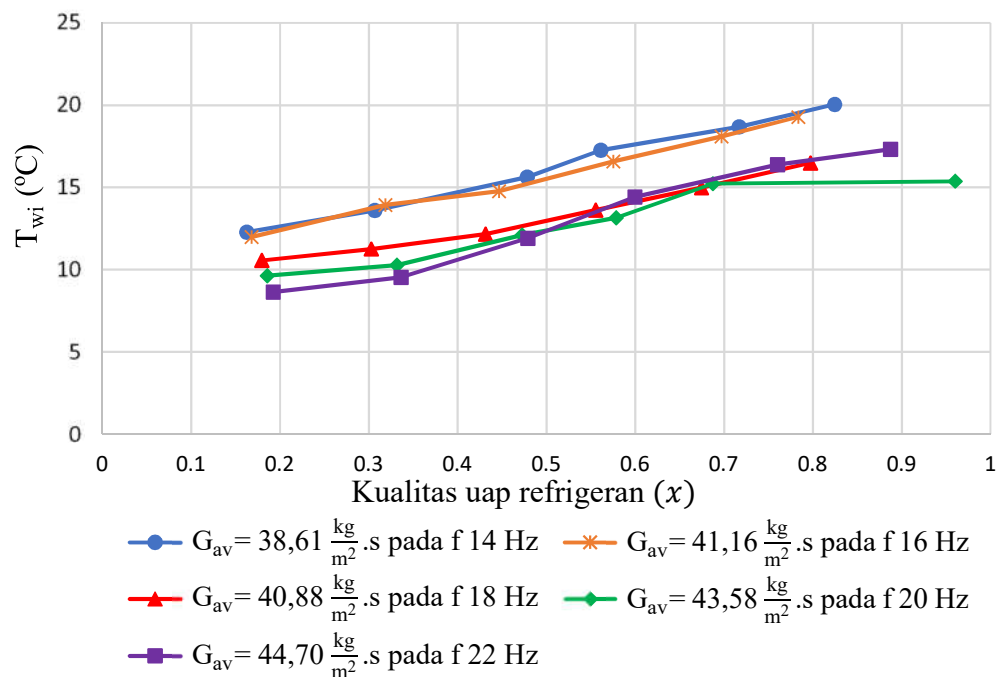


Gambar 4.1 Grafik hubungan Fluks kalor udara (q'') terhadap kualitas uap refrigeran (x) saluran pipa halus vertikal.

Gambar 4.1 menunjukkan bahwa kenaikan nilai kualitas uap mempengaruhi nilai fluks kalor yang terjadi pada pipa seksi uji. Udara digunakan untuk memanaskan refrigeran dengan kecepatan udara konstan 3,6 m/s. Konfigurasi arah aliran dilakukan secara *counter flow* dengan posisi seksi uji vertikal dengan arah aliran refrigeran kebawah dan udara pada pipa anulus mengarah keatas. Grafik menunjukkan nilai fluks kalor mengalami sedikit penurunan terhadap kenaikan nilai kualitas uap. Salah satu penyebab penurunan tersebut adalah karena aliran udara mengalami aliran turbulen karena kecepatan udara dan bentuk geometri dari pipa seksi uji tersebut. Udara bertabrakan secara acak dengan permukaan dalam pipa udara dan permukaan luar pipa refrigeran sehingga udara memberikan kalornya dengan bersentuhan dengan permukaan luar pipa refrigeran. Perbedaan

nilai temperatur berdasarkan persamaan 3.27 memiliki nilai cenderung mengecil sehingga menghasilkan nilai perpindahan kalor konveksi seperti pada persamaan 2.6 dan fluks kalor bervariasi dengan sedikit menurun dalam setiap kenaikan nilai kualitas uap.

Pengaruh lain juga dapat disebabkan pola aliran yang terjadi. Dikarenakan pola aliran pada penelitian ini tidak dapat diamati secara langsung maka pola aliran menggunakan referensi Ghajar (2017) seperti pada gambar 2.21. Berdasarkan pola aliran Ghajar (2017) refrigeran pada sisi masuk memiliki pola aliran *falling film* dengan fluida fasa cair mengalir pada dinding dalam pipa dan fluida fasa uap mengalir ditengah pipa. Fluida refrigeran dengan fasa cair pada sisi masuk pipa seksi uji memiliki potensi perubahan fasa yang lebih besar dari pada sisi keluar pipa seksi uji sehingga pada variasi fluks massa refrigeran nilai fluks kalor menjadi terpengaruh.

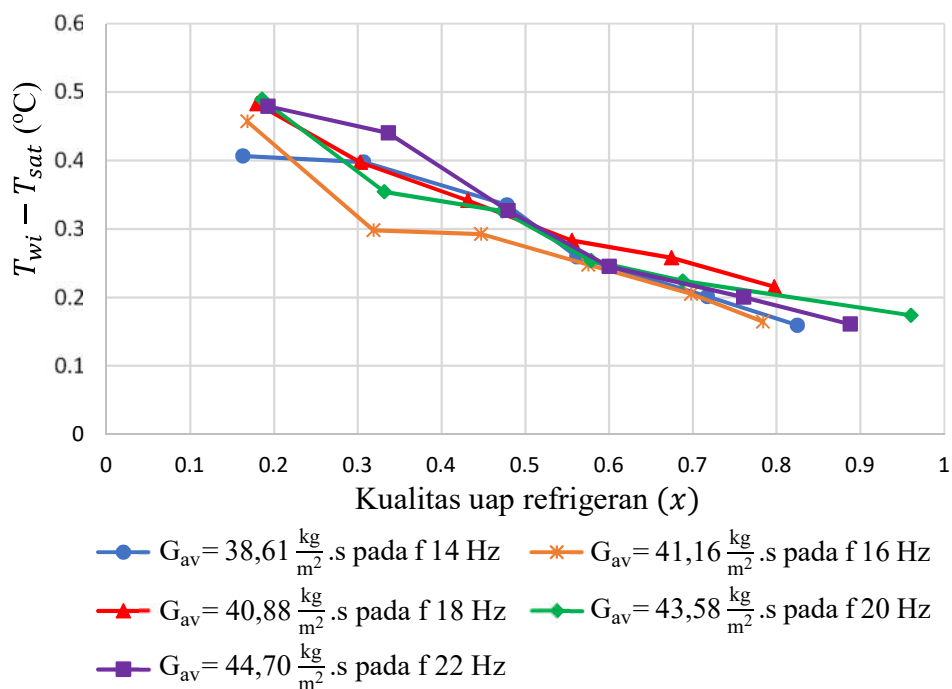


Gambar 4.2 Grafik hubungan Temperatur dinding pipa dalam refrigeran pada seksi uji (T_{wi}) terhadap kualitas uap refrigeran (x) saluran pipa halus vertikal.

Grafik yang ditunjukkan pada gambar 4.2 memperlihatkan bahwa adanya fluks kalor memiliki pengaruh terhadap temperatur permukaan dalam pipa refrigeran (T_{wi}) berbanding dengan kenaikan nilai kualitas uap refrigeran (x).

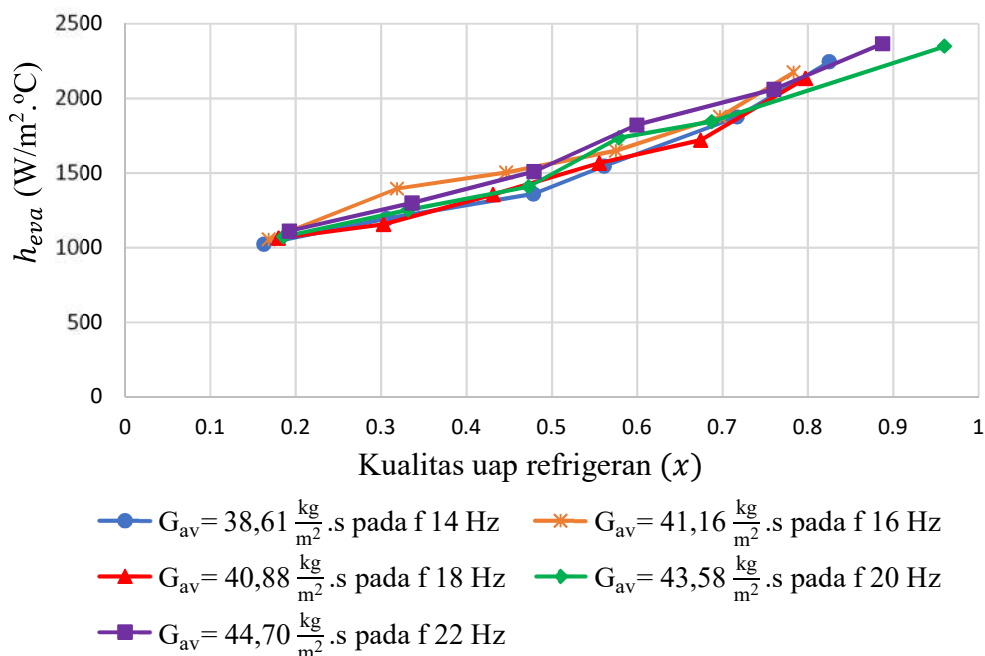
Terjadi kenaikan temperatur permukaan dalam pipa refrigeran terhadap kenaikan kualitas uap refrigeran. Permukaan luar pipa refrigeran yang mengalami konveksi paksa merupakan ciri terjadinya perpindahan kalor secara konduksi antara permukaan luar dengan dalam pipa refrigeran dengan arah kedalam pipa refrigeran. Konduksi terjadi karena temperatur mengalami gradien melewati tebal dari material yang membatasi perpindahan kalor tersebut. Gradien temperatur antara permukaan luar dengan dalam material memiliki pengaruh terhadap nilai perpindahan kalor konduksinya sehingga dengan kalor yang diinduksikan pada permukaan luar pipa refrigeran maka dapat berpengaruh terhadap temperatur permukaan dalam pipa refrigeran (T_{wi}).

Kenaikan temperatur ini dapat dianalisa menggunakan pola aliran Ghajar (2017) yang memiliki pola aliran *falling film* pada sisi masuk. Fluida refrigeran fasa uap yang hampir mencapai fasa uap jenuh memiliki temperatur yang lebih tinggi dari pada fasa cair, sehingga semakin naik fluks massa refrigeran maka temperatur dinding dalam pipa refrigeran terpengaruh menjadi lebih panas.



Gambar 4.3 Grafik hubungan beda temperatur ($T_{wi} - T_{sat}$) terhadap kualitas uap refrigeran (x) saluran pipa halus vertikal.

Gambar 4.3 menunjukkan beda temperatur dinding pipa dalam refrigeran dengan temperatur jenuh pipa refrigeran pada seksi uji terhadap kenaikan nilai kualitas uap refrigeran. Penurunan nilai beda temperatur dapat diketahui dengan kenaikan nilai temperatur jenuh (T_{sat}) yang lebih tinggi dari pada kenaikan nilai temperatur dinding dalam pipa refrigeran (T_{wi}). Proses evaporasi pada penelitian ini dilakukan dengan modifikasi alat yaitu penambahan *heater* dan seksi uji. Penambahan alat ini mempengaruhi nilai dari tekanan dan temperatur jenuh uap refrigeran (P_{sat}) dan (T_{sat}) menjadi lebih tinggi. Variasi pada debit aliran evaporator dilakukan untuk mempertahankan tekanan dan temperatur refrigeran keluar dari kompresor tidak terlalu tinggi, tetapi pada kenyataannya nilai dari tekanan dan temperatur jenuh uap refrigeran tetap mengalami kenaikan. Seiring dengan variasi fluks massa dan pengaturan kualitas uap refrigeran yang dilakukan, maka refrigeran lebih cepat mencapai kondisi uap jenuh pada proses evaporasi. Hal ini mengakibatkan nilai beda temperatur dinding dalam dengan temperatur uap jenuh refrigeran semakin mengecil.



Gambar 4.4 Grafik hubungan koefisien perpindahan kalor evaporasi (h_{eva}) terhadap kualitas uap refrigeran (x) saluran pipa halus vertikal.

Berdasarkan gambar 4.4 di atas, data grafik hasil perhitungan menunjukkan hubungan nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi pada saluran halus vertikal terhadap nilai kualitas uap refrigeran. Nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi didapat dengan menggunakan persamaan 2.49. Dengan nilai dari fluks kalor udara yang di asumsikan sebagai kalor yang diserap refrigeran yang cukup bervariasi dan nilai beda temperatur dinding dalam dengan temperatur uap jenuh pipa refrigeran yang cenderung mengecil, maka nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi menjadi naik terhadap kualitas uap refrigeran. Hubungan tentang koefisien perpindahan kalor evaporasi terhadap nilai kualitas uap refrigeran dapat mengacu pada gambar 2.21 yang menunjukkan kenaikan nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi terhadap nilai kualitas uap dengan terdapat beberapa pola aliran yang terjadi selama proses evaporasi refrigeran. Hasil menunjukkan nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi meningkat seiring dengan kenaikan nilai kualitas uap refrigeran. Variasi fluks massa refrigeran pada saluran pipa vertikal tidak secara jelas meningkatkan nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi refrigeran.

Hasil dari penelitian Dalkilic dkk (2016) seperti pada gambar 2.3 (a) menggunakan variasi fluks massa refrigeran secara jelas menunjukkan peningkatan yang cukup signifikan pada saluran pipa halus vertikal dibandingkan pada saluran pipa halus horisontal. Ia menggunakan variasi fluks massa pada $200 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ dan $300 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ pada saluran halus pipa vertikal menggunakan refrigeran R-134a. Penelitian Dalkilic dkk (2016) memiliki variasi fluks massa yang lebih besar sedangkan variasi fluks massa penelitian ini memiliki nilai laju aliran massa atau fluks massa refrigeran berkisar pada nilai $7,4 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ – $1,06 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$ atau $34,58 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ – $49,16 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$. Sehingga penelitian pada variasi laju aliran massa refrigeran R134a saluran halus pipa vertikal tidak secara jelas meningkatkan nilai dari koefisien perpindahan kalor evaporasi.

Dalam penelitian yang dilakukan, pada frekuensi 14 Hz, nilai laju aliran massa refrigeran paling rendah yaitu $7,4 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ sedangkan nilai koefisien perpindahan kalor evaporasi terendah sebesar $1024,72 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ dengan nilai kualitas uap terendah 0,162. Selanjutnya pada frekuensi inverter 22 Hz, laju aliran massa refrigeran memiliki nilai yang paling tinggi yaitu $1,06 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$ dan

koefisien perpindahan kalor evaporasi meningkat sampai tertinggi pada 2366,96 W/m².K sedangkan nilai kualitas uap tertinggi terjadi pada frekuensi 20 Hz dengan nilai 0,96.