

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dilakukan analisis dan pembahasan mengenai hasil penelitian dengan berbagai variasi yang telah dilakukan. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui efek *cooling load* terhadap *Coefficient of Performance* (COP) yang bertujuan untuk mencapai hasil kinerja optimal dari alat uji pengukuran koefisien evaporasi. Penelitian dilakukan dengan mengatur debit air menuju evaporator dalam satu frekuensi *inverter*, lalu mengamati perubahan tekanan dan temperatur yang terjadi pada saat sistem berjalan pada kondisi tunak. Hasil pengamatan tekanan-tekanan pada titik tertentu digunakan untuk mencari nilai entalpi (h) kemudian dihitung dengan persamaan-persamaan tertentu untuk mendapatkan nilai COP. Hasil perhitungan dengan berbagai variasi disajikan dalam bentuk tabel dan grafik untuk selanjutnya dianalisa.

4.1 Hasil Penelitian

Berikut adalah data keseluruhan hasil penelitian dengan variasi *cooling load* pada beberapa frekuensi *inverter*:

- a. Frekuensi *inverter* 16 Hz dengan variasi *cooling load* 1, 1,2, 1,4, 1,6, 1,8, dan 2 LPM.
- b. Frekuensi *inverter* 18 Hz dengan variasi *cooling load* 1, 1,2, 1,4, 1,6, 1,8, dan 2 LPM.
- c. Frekuensi *inverter* 20 Hz dengan variasi *cooling load* 1, 1,2, 1,4, 1,6, 1,8, dan 2 LPM.
- d. Frekuensi *inverter* 22 Hz dengan variasi *cooling load* 1, 1,2, 1,4, 1,6, 1,8, dan 2 LPM.
- e. Frekuensi *inverter* 24 Hz dengan variasi *cooling load* 1, 1,2, 1,4, 1,6, 1,8, dan 2 LPM.

Data yang diperlukan untuk mendapatkan nilai *Coefficient of Performance* (COP) dapat diurai dari persamaan (3.21). Nilai tekanan dan temperatur yang digunakan untuk mendapatkan entalpi (h) yang diperlukan dalam perhitungan *Coefficient of Performance* (COP) didapat dari hasil pengujian yang ditunjukkan pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Data tekanan dan temperatur hasil pengujian

Frek. Inverter (Hz)	Debit Aliran Air Masuk Evaporator (LPM)	Data Tekanan Hasil Pengujian [MPa (abs)]			Data Temperatur Hasil Pengujian Terkalibrasi (°C)		
		P ₁ (Suc. Komp.)	P ₂ (In, Exp)	P ₆ (Dis. Komp.)	T ₇ (Suc. Komp.)	T ₁₃ (Dis. Komp.)	T ₈ (In, Exp.)
16	1	0,451	1,134	1,210	13,32	46,25	31,74
	1,2	0,458	1,134	1,272	14,02	46,84	32,23
	1,4	0,458	1,134	1,272	14,51	47,13	32,43
	1,6	0,472	1,203	1,272	14,71	47,53	32,52
	1,8	0,486	1,203	1,285	15,12	47,62	32,72
	2	0,486	1,210	1,285	15,42	48,02	33,11
18	1	0,444	1,216	1,341	12,72	49,20	33,41
	1,2	0,444	1,223	1,341	12,92	49,69	33,80
	1,4	0,444	1,272	1,354	13,12	50,28	34,29
	1,6	0,451	1,272	1,410	13,32	50,68	34,68
	1,8	0,451	1,272	1,410	13,72	51,27	35,08
	2	0,451	1,341	1,410	13,82	51,96	35,08
20	1	0,444	1,410	1,492	11,83	54,13	35,27
	1,2	0,444	1,410	1,478	12,82	54,42	35,76
	1,4	0,444	1,410	1,513	13,02	54,81	36,06
	1,6	0,458	1,423	1,527	13,32	55,31	36,25
	1,8	0,465	1,444	1,547	13,52	55,89	36,55
	2	0,479	1,478	1,568	14,02	56,48	36,65

Frek. Inverter (Hz)	Debit Aliran Air Masuk Evaporator (LPM)	Data Tekanan Hasil Pengujian [MPa (abs)]			Data Temperatur Hasil Pengujian Terkalibrasi (°C)		
		P ₁ (Suc. Komp.)	P ₂ (In, Exp)	P ₆ (Dis. Komp.)	T ₇ (Suc. Komp.)	T ₁₃ (Dis. Komp.)	T ₈ (In, Exp.)
22	1	0,444	1,513	1,616	12,62	56,49	36,94
	1,2	0,444	1,513	1,630	12,92	56,88	37,33
	1,4	0,451	1,547	1,644	13,12	57,18	37,72
	1,6	0,458	1,547	1,658	12,92	57,67	37,92
	1,8	0,472	1,582	1,706	14,02	58,65	38,21
	2	0,479	1,616	1,734	14,22	59,05	38,51
24	1	0,458	1,685	1,768	12,92	60,23	38,61
	1,2	0,458	1,651	1,782	13,12	60,52	38,99
	1,4	0,458	1,685	1,789	13,22	60,92	39,39
	1,6	0,472	1,685	1,823	13,82	61,21	39,69
	1,8	0,479	1,754	1,837	14,02	61,90	39,88
	2	0,486	1,754	1,878	14,42	62,49	39,98

Data tekanan diatas menjadi acuan nilai entalpi (h) dari titik-titik tekanan dan temperatur sebagai berikut:

1. h_1 adalah enthalpi masuk kompresor, data tekanan yang digunakan adalah P_1 dan data temperatur yang digunakan adalah T_7 .
2. h_2 adalah enthalpi masuk kondensor, data tekanan yang digunakan adalah P_6 dan data temperatur yang digunakan adalah T_8 .
3. $h_3 = h_4$ adalah enthalpi masuk evaporator, data tekanan yang digunakan adalah P_2 dan data temperatur yang digunakan adalah T_{13} .

Setelah menentukan nilai tekanan dan temperatur yang diambil, nilai entalpi (h) didapat dari grafik R-134a dengan cara menarik garis dari tekanan yang diketahui hingga memotong garis temperatur yang diketahui, lalu tarik garis vertikal lurus sehingga terbaca nilai entalpinya. Nilai daya kompresor (w_{komp}) pada persamaan (3.21) dapat dihitung dengan persamaan (2.14) dan kapasitas pendinginan (q_{evap})

dapat dihitung dengan persamaan (3.19) yaitu. Setelah nilai daya kompresor (W_{komp}) dan kapasitas pendinginan (q_{evap}) diketahui maka nilai enthalpi (h) dimasukkan ke persamaan (2.17) untuk mengetahui nilai *Coefficient of Performance* (COP) dari alat uji pengukuran koefisien perpindahan kalor evaporasi.

Selain data COP, data *cooling load* (\dot{Q}_{evap}) diperlukan untuk mengetahui berapa jumlah masukan kalor menuju evaporator. *Cooling load* (\dot{Q}_{evap}) adalah jumlah kalor yang diterima oleh evaporator tiap satuan waktu. *Cooling load* yang digunakan dalam penelitian ini adalah air yang berfungsi sebagai sumber kalor bagi evaporator. Air yang masuk dan keluar evaporator memiliki temperatur yang berbeda tergantung berapa besarnya debit aliran air yang diberikan. Apabila debit aliran air rendah maka penurunan temperatur air akan tinggi, sebaliknya apabila debit aliran tinggi maka penurunan temperatur air akan rendah. Hasil pengambilan data *cooling load* ditunjukkan pada tabel 4.2.

Tabel 4.2 Data hasil penelitian *cooling load* dan penurunan temperatur air

Inverter (Hz)	Debit Air (LPM)		$\dot{V}_{air, eva}$ (m^3/s)	\dot{m}_{air} (kg/s)	T ₁₅ (°C)	T ₁₆ (°C)
	$\dot{V}_{air, eva}$	$\dot{V}_{air, kond}$				
16	1	5,6	$1,67 \times 10^{-5}$	0,0167	26,119	31,985
	1,2	5,8	$2,00 \times 10^{-5}$	0,0200	26,508	32,276
	1,4	5,8	$2,33 \times 10^{-5}$	0,0233	26,897	32,665
	1,6	5,5	$2,67 \times 10^{-5}$	0,0267	27,188	32,763
	1,8	5,3	$3,00 \times 10^{-5}$	0,0300	27,869	33,054
	2	5,2	$3,33 \times 10^{-5}$	0,0333	28,452	33,443
18	1	5,9	$1,67 \times 10^{-5}$	0,0167	27,577	34,124
	1,2	5,8	$2,00 \times 10^{-5}$	0,0200	27,577	34,415
	1,4	5,6	$2,33 \times 10^{-5}$	0,0233	28,063	34,804
	1,6	5,5	$2,67 \times 10^{-5}$	0,0267	28,647	35,193
	1,8	5,3	$3,00 \times 10^{-5}$	0,0300	29,327	35,485
	2	5,1	$3,33 \times 10^{-5}$	0,0333	29,813	35,874
20	1	5,8	$1,67 \times 10^{-5}$	0,0167	28,841	36,457
	1,2	5,8	$2,00 \times 10^{-5}$	0,0200	28,743	36,846
	1,4	5,6	$2,33 \times 10^{-5}$	0,0233	29,327	37,040
	1,6	5,4	$2,67 \times 10^{-5}$	0,0267	29,911	36,651
	1,8	5,2	$3,00 \times 10^{-5}$	0,0300	30,397	37,235
	2	5	$3,33 \times 10^{-5}$	0,0333	31,077	37,429

Inverter (Hz)	Debit Air (LPM)		$\dot{V}_{\text{air, eva}}$ (m ³ /s)	\dot{m}_{air} (kg/s)	T ₁₅ (°C)	T ₁₆ (°C)
	$\dot{V}_{\text{air, eva}}$	$\dot{V}_{\text{air, kond}}$				
22	1	5,8	1,67x10 ⁻⁵	0,0167	30,202	38,207
	1,2	5,8	2,00x10 ⁻⁵	0,0200	30,105	38,596
	1,4	5,7	2,33x10 ⁻⁵	0,0233	30,591	38,985
	1,6	5,5	2,67x10 ⁻⁵	0,0267	31,078	38,985
	1,8	5,4	3,00x10 ⁻⁵	0,0300	31,758	38,887
	2	5,2	3,33x10 ⁻⁵	0,0333	32,244	39,179
24	1	6	1,67x10 ⁻⁵	0,0167	31,175	39,567
	1,2	5,8	2,00x10 ⁻⁵	0,0200	31,077	40,054
	1,4	5,8	2,33x10 ⁻⁵	0,0233	31,564	40,346
	1,6	5,6	2,67x10 ⁻⁵	0,0267	32,244	40,443
	1,8	5,6	3,00x10 ⁻⁵	0,0300	32,828	40,637
	2	5,3	3,33x10 ⁻⁵	0,0333	33,314	40,735

Keterangan:

$\dot{V}_{\text{air, eva}}$ = Debit aliran air masuk evaporator (m³/s)

$\dot{V}_{\text{air, kond}}$ = Debit aliran air masuk kondensor (m³/s)

\dot{m}_{air} = Laju aliran massa air masuk evaporator (kg/s)

ΔT = Perbedaan temperatur air masuk dan keluar bak evaporator (K)

Tabel diatas didapatkan dari pengukuran debit masukan ke kolam evaporator menggunakan rotameter untuk mengetahui laju aliran *cooling load* yang masuk ke kolam evaporator, laju *cooling load* dihitung dengan menggunakan persamaan (3.18).

4.2 Perhitungan

Data tekanan yang telah didapat dari pengujian yang telah dilakukan dihitung nilai *Coefficient of Performance* (COP) nya dengan persamaan (2.16). Sedangkan nilai q_{evap} nya dengan menggunakan persamaan (3.19) dengan data debit aliran evaporator yang telah didapat dari pengujian.

4.2.1 Perhitungan *Cooling Load* (\dot{Q}_{evap})

Sebagai contoh, penulis mengambil salah satu data dari tabel 4.2 yaitu pada frekuensi inverter 20 Hz dan debit aliran air evaporator 1,4 LPM dengan data sebagai berikut:

$$\dot{V}_{\text{air, eva}} = 1,4 \text{ LPM}$$

Satuan yang digunakan dalam perhitungan adalah SI, maka satuan debit perlu dikonversi dulu menjadi satuan SI, dimana 1 LPM setara dengan 0,000016666667 m³/s. Maka:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\text{air, eva}} &= 1,4 \times 0,000016666667 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 2,3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

Laju aliran massa air dapat ditentukan dengan mengalikan $\dot{V}_{\text{air, eva}}$ yang didapatkan dari tabel 4.2 dengan densitas air, nilai densitas air ditentukan 1000 kg/m³.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{air}} &= \rho_{\text{air}} \cdot \dot{V}_{\text{air, eva}} \\ &= 1000 \text{ kg/m}^3 \times 2,3 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 0,023 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Setelah nilai \dot{m}_{air} didapatkan, selanjutnya adalah menentukan berapa jumlah *cooling load* dengan menggunakan persamaan (3.18):

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{air}} \times C_{p\text{air}} \times (T_{16} - T_{15})$$

Nilai kalor jenis air ($C_{p\text{air}}$) mengacu pada tabel properties sebesar 4,2 kJ/kg.°C.

Dari perhitungan diatas maka dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{air}} &= 0,023 \text{ kg/s} \\ C_{p\text{air}} &= 4,2 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C} \\ T_{15} &= 37,040 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_{16} &= 29,327 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Maka, nilai *cooling load* (\dot{Q}_{evap}) menjadi:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{evap}} &= \dot{m}_{\text{air}} \times C_{p\text{air}} \times (T_{15} - T_{16}) \\ &= 0,023 \text{ kg/s} \times 4,2 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C} \times 37,040 \text{ }^\circ\text{C} - 29,327 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 0,023 \text{ kg/s} \times 4,2 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C} \times 7,71288 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 0,759 \text{ kJ/s} \\ &= 759,46 \text{ J/s} \\ &= 759,46 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Hasil perhitungan *cooling load* (\dot{Q}_{evap}) secara lengkap disajikan dalam tabel 4.3.

Tabel 4.3 Perhitungan *cooling load* (\dot{Q}_{evap})

Frek, Inverter (Hz)	Debit Air Evap. (LPM)	$\dot{V}_{\text{air, eva}}$	\dot{m}_{air}	ΔT	\dot{Q}_{evap}
		(m^3/s)	(kg/s)	($^{\circ}\text{C}$)	(J/s) (Watt)
16	1	$1,67 \times 10^{-5}$	0,0167	5,87	412,58
	1,2	$2,00 \times 10^{-5}$	0,02	5,77	486,89
	1,4	$2,33 \times 10^{-5}$	0,0233	5,77	568,03
	1,6	$2,67 \times 10^{-5}$	0,0267	5,57	627,29
	1,8	$3,00 \times 10^{-5}$	0,03	5,19	656,46
	2	$3,33 \times 10^{-5}$	0,0333	4,99	702,04
18	1	$1,67 \times 10^{-5}$	0,0167	6,55	460,43
	1,2	$2,00 \times 10^{-5}$	0,02	6,84	577,13
	1,4	$2,33 \times 10^{-5}$	0,0233	6,74	663,75
	1,6	$2,67 \times 10^{-5}$	0,0267	6,55	736,68
	1,8	$3,00 \times 10^{-5}$	0,03	6,16	779,52
	2	$3,33 \times 10^{-5}$	0,0333	6,06	852,45
20	1	$1,67 \times 10^{-5}$	0,0167	7,62	535,64
	1,2	$2,00 \times 10^{-5}$	0,02	8,10	683,79
	1,4	$2,33 \times 10^{-5}$	0,0233	7,71	759,46
	1,6	$2,67 \times 10^{-5}$	0,0267	6,74	758,54
	1,8	$3,00 \times 10^{-5}$	0,03	6,84	865,66
	2	$3,33 \times 10^{-5}$	0,0333	6,35	893,46
22	1	$1,67 \times 10^{-5}$	0,0167	8,00	562,98
	1,2	$2,00 \times 10^{-5}$	0,02	8,49	716,60
	1,4	$2,33 \times 10^{-5}$	0,0233	8,39	826,46
	1,6	$2,67 \times 10^{-5}$	0,0267	7,91	889,82
	1,8	$3,00 \times 10^{-5}$	0,03	7,13	902,57
	2	$3,33 \times 10^{-5}$	0,0333	6,93	975,50
24	1	$1,67 \times 10^{-5}$	0,0167	8,39	590,32
	1,2	$2,00 \times 10^{-5}$	0,02	8,98	757,62
	1,4	$2,33 \times 10^{-5}$	0,0233	8,78	864,74
	1,6	$2,67 \times 10^{-5}$	0,0267	8,20	922,62
	1,8	$3,00 \times 10^{-5}$	0,03	7,81	988,71
	2	$3,33 \times 10^{-5}$	0,0333	7,42	1043,86

Keterangan:

 $\dot{V}_{\text{air, eva}}$ = Debit aliran air masuk evaporator (m^3/s) \dot{m}_{air} = Laju aliran massa air masuk evaporator (kg/s) ΔT = Perbedaan temperatur air masuk dan keluar bak evaporator (K) \dot{Q}_{evap} = *Cooling load* pada bak evaporator (Watt)

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

Laju aliran massa refrigeran (\dot{m}_r) diukur secara tidak langsung menggunakan perangkat orifice dan manometer air raksa, indikasi kenaikan laju aliran massa ditunjukkan apabila jarak raksa antara kedua sisi manometer (Δh) semakin besar. Pada perhitungan ini diambil sampel pada frekuensi 20 Hz dan pada debit aliran evaporator 1,4 LPM.

Diketahui:

$$z_1 - z_2 = 5,5 \text{ cm}$$

$$\rho_{Hg} = 13.600 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m}^2/\text{s}$$

Untuk mengetahui beda tekanan sisi masuk dan keluar *orifice* dapat diketahui dengan menggunakan persamaan (3.1) yaitu:

$$\begin{aligned} P_1 - P_2 &= \rho_{Hg} \cdot g \cdot (z_1 - z_2) \\ &= 13600 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m}^2/\text{s} \cdot 0,055 \text{ m} \\ &= 7337,88 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Setelah mengetahui nilai ΔP maka dengan grafik kalibrasi pada gambar 3.19, diambil persamaan regresinya untuk mendapatkan angka Re nya yaitu:

$$\Delta P = 8,1867 \text{ Re} - 50588$$

Maka,

$$\begin{aligned} \text{Re} &= \frac{\Delta P + 50588}{8,1867} \\ &= \frac{7337,8 + 50588}{8,1867} \\ &= 7071,94 \end{aligned}$$

Setelah mengetahui nilai Re maka dengan grafik kalibrasi pada gambar 3.20, diambil persamaan regresinya untuk mendapatkan nilai koefisien curah (C) nya yaitu:

$$C = 2,5774 \text{ Re}^{-0,126}$$

Maka,

$$\begin{aligned} C &= 2,5774 \cdot (7071,94)^{-0,126} \\ &= 0,84 \end{aligned}$$

Setelah mengetahui nilai koefisien curah (C), selanjutnya adalah menghitung nilai \dot{V}_{aktual} dengan menggunakan persamaan (3.12) yaitu:

$$\begin{aligned}\dot{V}_{\text{aktual}} &= C \cdot A_2 \cdot \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{wtr}}} \cdot \sqrt{P_1 - P_2}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \\ &= 0,84 \cdot 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \frac{\sqrt{\frac{2}{1000 \text{ kg/m}^3} \cdot \sqrt{7337,88 \text{ Pa}}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{3,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2}{1,27 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2}\right)^2}} \\ &= 9,43 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

Setelah mengetahui nilai \dot{V}_{aktual} maka selanjutnya adalah menentukan laju aliran massa refrigerant dengan menggunakan persamaan 3.17. Nilai ρ_r didapatkan dengan membaca grafik R-134a, fase yang digunakan untuk penentuan ρ_r adalah fase cair, kondisi cair adalah pada saat melewati orifice sebelum masuk katup ekspansi. Maka dari tabel 4.1 diambil nilai tekanan dan temperatur masuk ekspansi yaitu:

$$P_2 = 1,61 \text{ MPa}$$

$$T_8 = 36,06 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dari nilai tekanan dan temperatur didapatkan massa jenis refrigeran (ρ_r) adalah 1159 kg/m^3 , maka:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{R-134a} &= \rho_{R-134a} \cdot \dot{V}_{\text{aktual}} \\ &= 1159 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,43 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 0,01093 \text{ kg/s} \\ &= 10,93 \text{ g/s}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan didapatkan nilai laju aliran massa refrigeran (\dot{m}_r) adalah $0,01093 \text{ kg/s}$ atau $10,93 \text{ g/s}$. Hasil lengkap dari perhitungan laju aliran massa refrigeran ditampilkan dalam tabel 4.4.

Tabel 4.4 Perhitungan laju aliran massa refrigeran (\dot{m}_r)

Frek. Inverter (Hz)	Debit Air Evap. (LPM)	$\Delta h_{\text{Air Raksa}}$ (cm)	ΔP (Pa)	Re	C	ρ_{R-134a} (kg/m ³)	\dot{V}_{ideal} (m ³ /s)	\dot{V}_{aktual} (m ³ /s)	\dot{m}_r (kg/s)	\dot{m}_r (g/s)
16	1	4	5336,64	6827,4934	0,847354035	1169	$9,495 \cdot 10^{-6}$	$8,046 \cdot 10^{-6}$	0,009405991	9,405991403
	1,2	4,5	6003,72	6908,9768	0,846088309	1168	$1,0076 \cdot 10^{-5}$	$8,525 \cdot 10^{-6}$	0,009957396	9,9573964
	1,4	4,5	6003,72	6908,9768	0,846088309	1167	$1,0080 \cdot 10^{-5}$	$8,529 \cdot 10^{-6}$	0,009953133	9,953132903
	1,6	4,8	6403,968	6957,8668	0,845336915	1166	$1,0415 \cdot 10^{-5}$	$8,804 \cdot 10^{-6}$	0,010266021	10,2660211
	1,8	4,8	6403,968	6957,8668	0,845336915	1166	$1,0415 \cdot 10^{-5}$	$8,804 \cdot 10^{-6}$	0,010266021	10,2660211
	2	4,8	6403,968	6957,8668	0,845336915	1165	$1,042 \cdot 10^{-5}$	$8,808 \cdot 10^{-6}$	0,010261618	10,26161792
18	1	4,5	6003,72	6908,9768	0,846088309	1164	$1,009 \cdot 10^{-5}$	$8,539 \cdot 10^{-6}$	0,009940331	9,94033144
	1,2	4,6	6137,136	6925,2734	0,845837181	1163	$1,021 \cdot 10^{-5}$	$8,635 \cdot 10^{-6}$	0,010042873	10,04287296
	1,4	4,8	6403,968	6957,8668	0,845336915	1162	$1,043 \cdot 10^{-5}$	$8,819 \cdot 10^{-6}$	0,010248397	10,24839702
	1,6	5	6670,8	6990,4601	0,84483928	1162	$1,065 \cdot 10^{-5}$	$8,996 \cdot 10^{-6}$	0,010453569	10,45356896
	1,8	5,2	6937,632	7023,0535	0,844344252	1161	$1,086 \cdot 10^{-5}$	$9,173 \cdot 10^{-6}$	0,010649758	10,64975844
	2	5,5	7337,88	7071,9435	0,843606539	1161	$1,117 \cdot 10^{-5}$	$9,426 \cdot 10^{-6}$	0,010943086	10,9430861
20	1	4,3	5736,888	6876,3834	0,846592572	1160	$9,883 \cdot 10^{-5}$	$8,367 \cdot 10^{-6}$	0,009705996	9,705995829
	1,2	5,4	7204,464	7055,6468	0,843851804	1160	$1,108 \cdot 10^{-5}$	$9,346 \cdot 10^{-6}$	0,010841628	10,84162751
	1,4	5,5	7337,88	7071,9435	0,843606539	1159	$1,118 \cdot 10^{-5}$	$9,434 \cdot 10^{-6}$	0,010933656	10,93365647
	1,6	5,5	7337,88	7071,9435	0,843606539	1158	$1,119 \cdot 10^{-5}$	$9,438 \cdot 10^{-6}$	0,010928939	10,9289386
	1,8	5,7	7604,712	7104,5369	0,843117914	1157	$1,139 \cdot 10^{-5}$	$9,606 \cdot 10^{-6}$	0,011114626	11,11462587
	2	6,5	8672,04	7234,9103	0,841188346	1156	$1,217 \cdot 10^{-5}$	$1,024 \cdot 10^{-5}$	0,011836717	11,83671707
22	1	6,1	8138,376	7169,7236	0,842148191	1156	$1,179 \cdot 10^{-5}$	$9,930 \cdot 10^{-6}$	0,011479812	11,47981208
	1,2	6,2	8271,792	7186,0203	0,841907311	1156	$1,189 \cdot 10^{-5}$	$1,000 \cdot 10^{-5}$	0,011570216	11,57021601

Frek. Inverter (Hz)	Debit Air Evap. (LPM)	$\Delta h_{\text{Air Raksa}}$ (cm)	ΔP (Pa)	Re	C	$\rho_{\text{R-134a}}$ (kg/m ³)	\dot{V}_{ideal} (m ³ /s)	\dot{V}_{aktual} (m ³ /s)	\dot{m}_r (kg/s)	\dot{m}_r (g/s)
22	1,4	6,5	8672,04	7234,9103	0,841188346	1155	$1,218 \cdot 10^{-5}$	$1,024 \cdot 10^{-5}$	0,011831596	11,83159628
	1,6	6,5	8672,04	7234,9103	0,841188346	1155	$1,218 \cdot 10^{-5}$	$1,024 \cdot 10^{-5}$	0,011831596	11,83159628
	1,8	6,5	8672,04	7234,9103	0,841188346	1155	$1,218 \cdot 10^{-5}$	$1,024 \cdot 10^{-5}$	0,011831596	11,83159628
	2	7	9339,12	7316,3937	0,840002143	1154	$1,264 \cdot 10^{-5}$	$1,062 \cdot 10^{-5}$	0,012255605	12,25560465
24	1	7,5	10006,2	7397,877	0,838830723	1154	$1,309 \cdot 10^{-5}$	$1,097 \cdot 10^{-5}$	0,012668065	12,66806517
	1,2	7,5	10006,2	7397,877	0,838830723	1153	$1,309 \cdot 10^{-5}$	$1,098 \cdot 10^{-5}$	0,012662575	12,66257522
	1,4	7,5	10006,2	7397,877	0,838830723	1153	$1,309 \cdot 10^{-5}$	$1,098 \cdot 10^{-5}$	0,012662575	12,66257522
	1,6	7,5	10006,2	7397,877	0,838830723	1152	$1,309 \cdot 10^{-5}$	$1,099 \cdot 10^{-5}$	0,012657083	12,65708288
	1,8	7,5	10006,2	7397,877	0,838830723	1152	$1,309 \cdot 10^{-5}$	$1,099 \cdot 10^{-5}$	0,012657083	12,65708288
	2	8,25	11006,82	7520,1021	0,837100561	1152	$1,374 \cdot 10^{-5}$	$1,149 \cdot 10^{-5}$	0,01324748	13,24747996

Keterangan:

$\Delta h_{\text{air raksa}}$ = Selisih tinggi air raksa pada manometer sisi masuk dan keluar (cm)

ΔP = Beda tekanan pada sisi masuk dan keluar orifice (Pa)

Re = Angka Reynolds

C = Koefisien curah

$\rho_{\text{R-134a}}$ = Massa jenis refrigeran (kg/m³)

\dot{V}_{ideal} = Kecepatan aliran refrigeran ideal (m³/s)

\dot{V}_{aktual} = Kecepatan aliran refrigeran aktual (m³/s)

\dot{m}_r = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)/(g/s)

4.2.2 Perhitungan *Coefficient of Performance* (COP)

Sebagai contoh penulis mengambil data yang tercantum pada tabel 3.1 pada frekuensi inverter 20 Hz dan debit air evaporator 1,4 LPM. Berikut adalah data tekanan dan temperatur pada variasi tersebut:

P_1	= 0,444738 MPa	T_7	= 13,02 °C
P_2	= 1,410004 MPa	T_{13}	= 36,05 °C
P_6	= 1,513425 MPa	T_8	= 54,81 °C

Dari data diatas diambil tekanan dan temperatur pada sisi hisap kompresor (P_1 dan T_7) untuk mendapatkan nilai h_1 , tekanan dan temperatur pada sisi tekan kompresor (P_6 dan T_8) untuk mendapatkan nilai h_2 , serta tekanan dan temperatur pada sisi masuk katup ekspansi (P_2 dan T_{13}) untuk mendapatkan nilai $h_3 = h_4$.

a. Daya Kompresor (w_{komp})

Daya kompresor dapat dihitung dengan persamaan 2.14. Dibutuhkan nilai h_1 dan h_2 . Nilai h_1 didapatkan dari hasil interpolasi nilai entalpi pada tabel tekanan R-134a.

1. Mencari nilai h_1

Diketahui tekanan pada sisi isap kompresor P_1 adalah 0,444738 MPa dan temperatur T_7 adalah 13,02 °C. Setelah dilakukan pembacaan nilai entalpi (h) dengan menggunakan diagram P-h pada lampiran 3 maka nilai h_1 didapat yaitu 410,5 kJ/kg.

2. Mencari nilai h_2

Diketahui tekanan pada sisi tekan kompresor P_6 sebesar 1,513425 MPa dan temperatur T_8 adalah 54,81 °C. Setelah dilakukan pembacaan nilai entalpi (h) dengan menggunakan diagram P-h pada lampiran 3 maka nilai h_2 didapat yaitu 431 kJ/kg.

Nilai h_1 dan h_2 yang sudah ditentukan disubstitusikan ke dalam persamaan 2.14 yang dibagi dengan \dot{m}_r menjadi:

$$\begin{aligned}W_{komp} &= \frac{\dot{m}_r (h_2 - h_1)}{\dot{m}_r} \\ &= h_2 - h_1\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= 410,5 \frac{kJ}{kg} - 431 \frac{kJ}{kg} \\
&= 20,5 \text{ kJ/kg}
\end{aligned}$$

b. Kapasitas pendinginan (q_{evap})

Kapasitas pendinginan evaporator dapat dihitung dengan persamaan (3.19) yaitu:

$$q_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_r}$$

Nilai \dot{Q}_{evap} didapatkan dari tabel 4.4, nilai \dot{Q}_{evap} pada frekuensi 20 Hz dan laju *cooling load* 1,4 LPM didapat 759.46 Watt. Besar laju aliran massa refrigerant yang terjadi sebesar 10,93 g/s

Maka,

$$\begin{aligned}
q_{evap} &= \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_r} \\
&= \frac{759,46 \frac{J}{s}}{10,93 \frac{g}{s}} \\
&= 69,46 \text{ J/g} \\
&= \frac{69,46 \times 1000 \text{ kJ}}{1000 \text{ kg}} \\
&= 69,46 \text{ kJ/kg}
\end{aligned}$$

Nilai daya kompresor (w_{komp}) dan kalor yang diserap evaporator (q_{evap}) yang sudah diketahui dengan perhitungan diatas disubstitusikan ke persamaan (2.16) sehingga:

$$\begin{aligned}
COP &= \frac{q_{evap}}{w_{komp}} = \frac{\text{kerja pendinginan}}{\text{kerja kompresor}} \\
&= \frac{69,46 \frac{kJ}{kg}}{20,5 \frac{kJ}{kg}} \\
&= 3,388
\end{aligned}$$

Maka, nilai *Coefficient of Performance* (COP) pada frekuensi 20 Hz dan debit air evaporator 1,4 LPM adalah 3,388. Hasil perhitungan *Coefficient of Performance* (COP) secara lengkap disajikan dalam tabel 4.5. Hasil perhitungan diatas dan data perhitungan lengkap yang ditampilkan dalam lampiran 3 selanjutnya akan dibahas pada subbab selanjutnya.

Tabel 4.5 Hasil Perhitungan *Coefficient of Performance* (COP)

Frek. Inverter (Hz)	Debit Air Evap. (LPM)	Nilai Entalpi (h) dari Pembacaan Grafik (kJ/kg)		\dot{Q}_{evap} (J/s)	\dot{m}_r (g/s)	q_{evap} (kJ/kg)	w_{komp} (kJ/kg)	COP
		h_1 (in komp,)	h_2 (in kond,)					
16	1	411	426	412,57	9,41	43,86	15	2,92
	1,2	411,4	426,5	486,88	9,96	48,89	15,1	3,24
	1,4	411,6	426,6	568,03	9,95	57,07	15	3,80
	1,6	412	426,8	627,29	10,27	61,10	14,8	4,13
	1,8	413	427	656,46	10,27	63,94	14	4,57
	2	413,4	427,2	702,04	10,26	68,41	13,8	4,96
18	1	409,4	428	460,43	9,94	46,32	18,6	2,49
	1,2	409,7	428,3	577,13	10,04	57,47	18,6	3,09
	1,4	410,2	428,7	663,75	10,24	64,77	18,5	3,50
	1,6	411	429	736,68	10,45	70,47	18	3,92
	1,8	411,5	429,3	779,52	10,65	73,19	17,8	4,12
	2	411,8	429,5	852,45	10,94	77,89	17,7	4,40
20	1	409	430	535,64	9,71	55,19	21	2,63
	1,2	409,6	430	683,79	10,84	63,07	20,4	3,09
	1,4	410,5	431	759,46	10,93	69,46	20,5	3,39
	1,6	411,3	431,4	758,54	10,93	69,41	20,1	3,45
	1,8	412	431,7	865,66	11,11	77,89	19,7	3,95
	2	412,5	432	893,46	11,84	75,48	19,5	3,87
22	1	409,4	431,5	562,98	11,48	49,04	22,1	2,22
	1,2	410,3	431,7	716,60	11,57	61,94	21,4	2,89
	1,4	410,7	432	826,46	11,83	69,85	21,3	3,28
	1,6	411,4	432,5	889,82	11,83	75,21	21,1	3,56
	1,8	411,6	432,6	902,57	11,83	76,28	21	3,63
	2	411,8	432,7	975,49	12,26	79,59	20,9	3,81
24	1	410,5	434	590,32	12,67	46,59	23,5	1,98
	1,2	411,2	434,5	757,62	12,66	59,83	23,3	2,57
	1,4	411,3	434,5	864,74	12,66	68,29	23,2	2,94
	1,6	412	435	922,62	12,66	72,89	23	3,17
	1,8	412,5	435,5	988,71	12,66	78,11	23	3,39
	2	413	435,6	1043,86	13,23	78,79	22,6	3,49

Keterangan:

\dot{Q}_{evap} = Cooling load (Watt)

\dot{m}_r = Laju aliran massa refrigeran (g/s)

q_{evap} = Kapasitas pendinginan (kJ/kg)

w_{komp} = Kerja kompresor (kJ/kg)

COP = *Coefficient of Performance*

4.3 Pembahasan

Pembahasan pada subbab 4.3 terdiri dari dua bahasan, yaitu grafik utama dan data pendukung. Grafik pendukung berfungsi sebagai penjelasan tambahan pada grafik utama. Grafik utama disajikan dan dianalisa pada sub-subbab 4.3.1 yang membahas pengaruh variasi *cooling load* terhadap *coefficient of performance* (COP). Sedangkan grafik pendukung meliputi sub-subbab 4.3.2, 4.3.3, dan 4.3.4. Sub-subbab 4.3.2 membahas tentang variasi *cooling load* terhadap tekanan dan temperatur evaporasi. Sub-subbab 4.3.3 membahas tentang variasi *cooling load* terhadap laju aliran massa refrigeran. Sub-subbab 4.3.4 membahas tentang variasi *cooling load* terhadap kapasitas pendinginan dan daya kompresor.

4.3.1 Hubungan *Cooling Load* dengan *Coefficient of Performance* (COP)

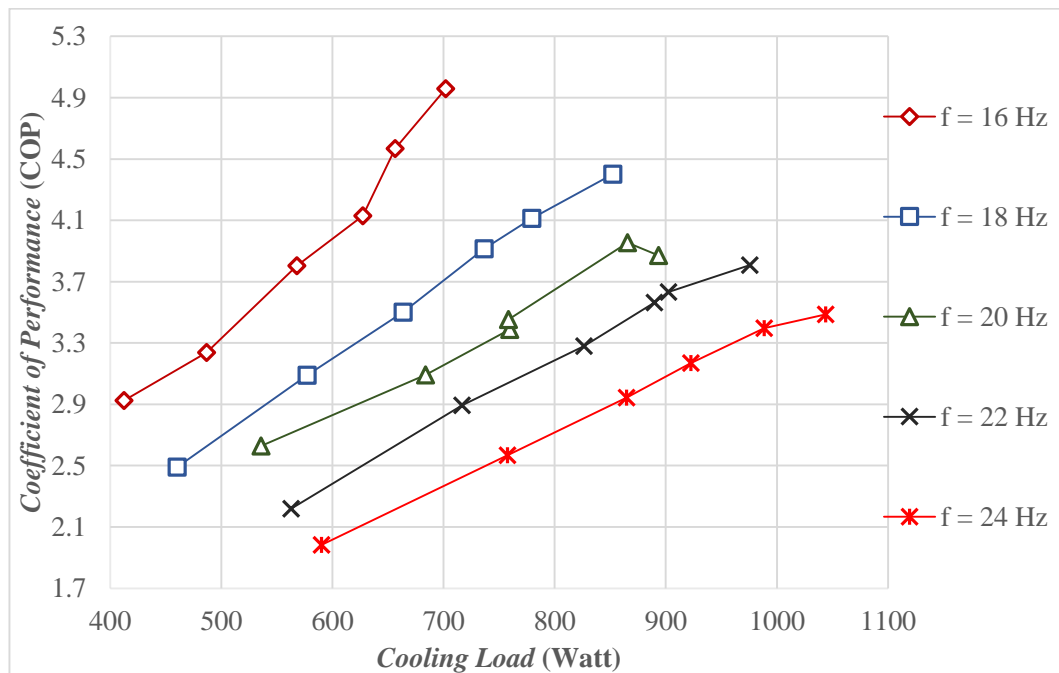
Perhitungan dan pencatatan hasil penelitian yang sudah dibahas pada subbab 4.2 disajikan dalam bentuk grafik. Hasil perhitungan *Coefficient of Performance* (COP) pada tabel 4.5 dan hasil penghitungan *cooling load* (\dot{Q}_{evap}) pada tabel 4.3 akan digabungkan pada tabel 4.6.

Tabel 4.6 Hubungan nilai *cooling load* (\dot{Q}_{evap}) terhadap COP

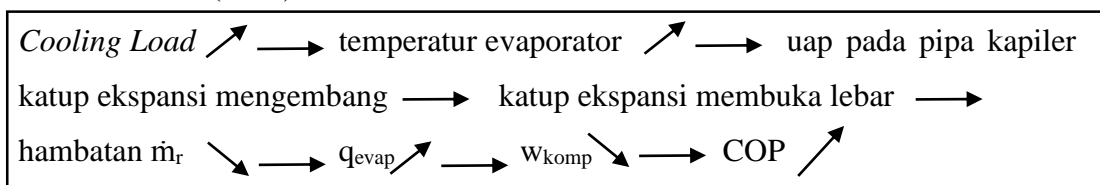
Frekuensi Inverter (Hz)	$\dot{V}_{\text{air, eva}}$ (LPM)	<i>Coefficient of Performance</i> (COP)	<i>Cooling Load</i> (\dot{Q}_{evap}) (J/s)
16	1	2,92	412,57
	1,2	3,24	486,88
	1,4	3,80	568,03
	1,6	4,13	627,29
	1,8	4,57	656,46
	2	4,96	702,04
18	1	2,49	460,43
	1,2	3,09	577,13
	1,4	3,50	663,75
	1,6	3,92	736,68
	1,8	4,12	779,52
	2	4,40	852,45
20	1	2,63	535,64
	1,2	3,09	683,79
	1,4	3,39	759,46
	1,6	3,45	758,54
	1,8	3,95	865,66
	2	3,87	893,46

Frekuensi Inverter (Hz)	$\dot{V}_{\text{air, eva}}$ (LPM)	Coefficient of Performance (COP)	Cooling Load (\dot{Q}_{evap}) (J/s)
22	1	2,22	562,98
	1,2	2,89	716,60
	1,4	3,28	826,46
	1,6	3,56	889,82
	1,8	3,63	902,57
	2	3,81	975,49
24	1	1,98	590,32
	1,2	2,57	757,62
	1,4	2,94	864,74
	1,6	3,17	922,62
	1,8	3,39	988,71
	2	3,49	1043,86

Dari tabel 4.6 diatas, data hubungan antara *Coefficient of Performance* (COP) dan *Cooling load* (\dot{Q}_{evap}) disajikan dalam bentuk grafik yang ditunjukkan pada gambar 4.1



Gambar 4.1 Grafik hubungan *Cooling load* dengan *Coefficient of Performance* (COP)



Keterangan:

- a. Pada frekuensi 16 Hz, laju aliran massa refrigerant yang terjadi (\dot{m}_r) adalah 9,4 g/s sampai 10,26 g/s, dan kualitas uap refrigeran yang terjadi pada sisi keluar katup ekspansi adalah 0,07 sampai 0,072.
- b. Pada frekuensi 18 Hz, laju aliran massa refrigerant yang terjadi (\dot{m}_r) adalah 10,15 g/s sampai 10,94 g/s, dan kualitas uap refrigeran yang terjadi pada sisi keluar katup ekspansi adalah 0,075 sampai 0,078.
- c. Pada frekuensi 20 Hz, laju aliran massa refrigerant yang terjadi (\dot{m}_r) adalah 9,7 g/s sampai 11,83 g/s, dan kualitas uap refrigeran yang terjadi pada sisi keluar katup ekspansi adalah 0,082 sampai 0,083.
- d. Pada frekuensi 22 Hz, laju aliran massa refrigerant yang terjadi (\dot{m}_r) adalah 11,83 g/s sampai 12,25 g/s, dan kualitas uap refrigeran yang terjadi pada sisi keluar katup ekspansi adalah 0,087 sampai 0,088.
- e. Pada frekuensi 24 Hz, laju aliran massa refrigerant yang terjadi (\dot{m}_r) adalah 12,66 g/s sampai 13,24 g/s, dan kualitas uap refrigeran yang terjadi pada sisi keluar katup ekspansi adalah 0,088 sampai 0,091.

Dari grafik pada gambar 4.1 dapat dilihat bahwa terjadi kenaikan *Coefficient of Performance* (COP) pada saat *cooling load* ditambah dari 1 LPM hingga 2 LPM dengan selisih penambahan 0,2 LPM. Kenaikan COP dipengaruhi oleh besarnya *cooling load* yang diberikan kepada evaporator, semakin tinggi debit aliran air yang masuk ke dalam bak evaporator maka kapasitas pendinginan (q_{evap}) meningkat, sebaliknya nilai daya kompresor (w_{komp}) akan semakin mengecil. Penjelasan tentang pengaruh variasi *cooling load* terhadap w_{komp} dan q_{evap} akan dijelaskan dalam sub-subbab 4.3.4. Maka hal ini berpengaruh terhadap nilai *Coefficient of Performance* (COP) nya. Bisa ditarik kesimpulan bahwa semakin besar debit air masukan ke evaporator berarti *cooling load* dalam bak evaporator semakin tinggi. Semakin tingginya *cooling load* pada evaporator mempengaruhi kondisi katup ekspansi, secara desain katup ekspansi yang terpasang pada alat uji apabila sensor temperatur yang masuk ke dalam bak evaporator mengalami kenaikan temperatur yang diakibatkan *cooling load* yang naik maka akan membuat uap pada pipa kapiler

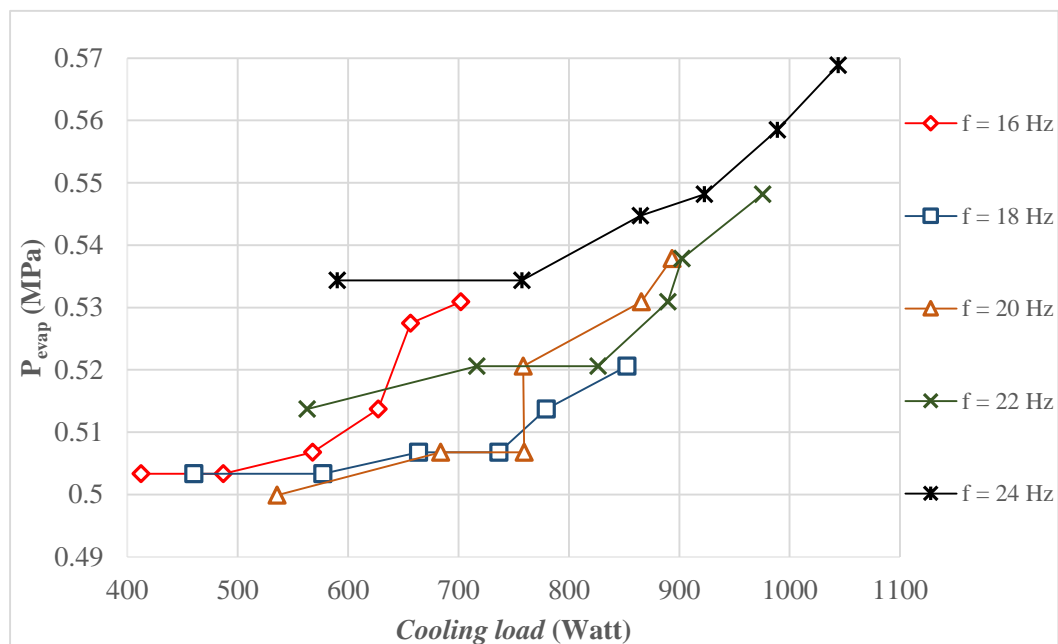
katup ekspansi mengembang lalu menekan membran katup lalu membuat katup ekspansi semakin membuka lebar dan membuat tekanan evaporasi serta laju aliran massa refrigeran akan meningkat. Penjelasan mengenai pengaruh variasi *cooling load* terhadap laju aliran massa refrigeran akan dijelaskan dalam sub-subbab 4.3.3. Kenaikan tekanan evaporasi dan laju aliran massa refrigeran mempengaruhi tekanan dan temperatur pada sisi isap kompresor, tekan kompresor, dan sisi masuk katup ekspansi.

Dengan kenaikan tekanan evaporasi dan laju aliran massa refrigeran, tekanan dan temperatur pada sisi-sisi tersebut akan naik karena perpindahan refrigeran yang semakin cepat sehingga penurunan temperatur pada sisi evaporator semakin rendah. Perubahan tekanan dan temperatur pada titik titik tersebut menyebabkan perubahan entalpi. Pengaruh variasi *cooling load* terhadap temperatur dan tekanan evaporasi akan dijelaskan dalam sub-subbab 4.3.2. Naiknya *cooling load* juga menyebabkan turunnya daya kompresor karena pada saat *cooling load* naik maka akan membuka katup ekspansi lebih lebar akibat mengembangnya uap pada pipa kapiler katup ekspansi. Semakin besar lubang pipa kapiler yang terbuka maka akan menurunkan hambatan alir refrigeran sehingga kebutuhan daya untuk mengalirkan refrigeran menurun yang berarti daya kompresor akan turun.

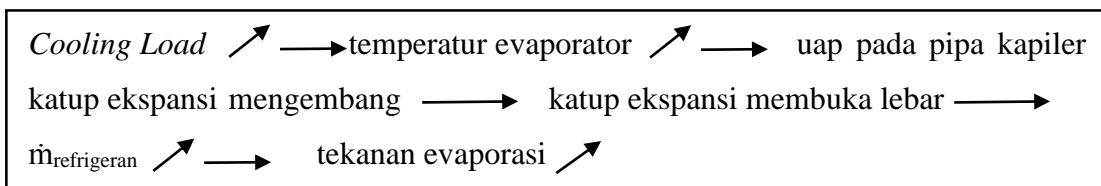
Dari pembahasan-pembahasan yang telah diuraikan diatas maka dapat ditarik kesimpulan dengan menggunakan persamaan (2.17). Dapat dilihat apabila kerja pendinginan atau kalor yang diserap evaporator (q_{evap}) semakin besar dan kerja kompresor (w_{komp}) semakin mengecil maka akan menghasilkan nilai *Coefficient of Performance (COP)* yang semakin tinggi pula.

4.3.2 Hubungan antara *Cooling Load* dengan Temperatur dan Tekanan Evaporasi

Temperatur dan tekanan evaporasi merupakan tekanan yang berada pada sisi keluar katup ekspansi yang memiliki fase campuran sebelum masuk ke evaporator untuk diubah menjadi uap jenuh. Grafik hubungan *cooling load* dengan tekanan evaporasi ditunjukkan pada gambar 4.2 dan Grafik hubungan *cooling load* dengan temperatur evaporasi ditunjukkan pada gambar 4.3

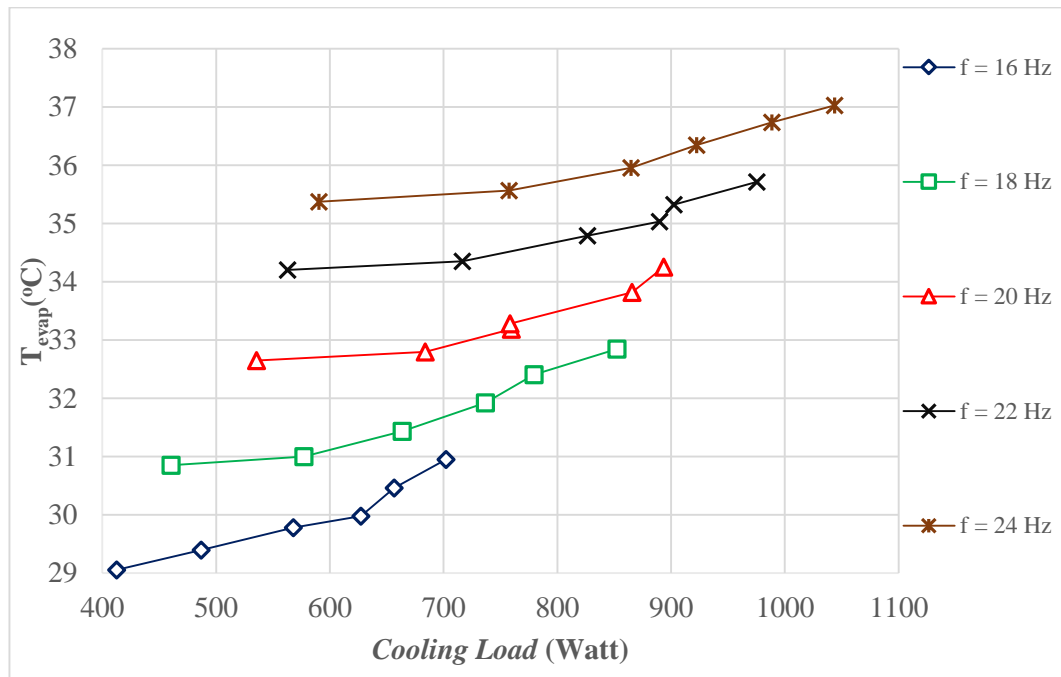


Gambar 4.2 Hubungan *cooling load* dengan tekanan evaporasi

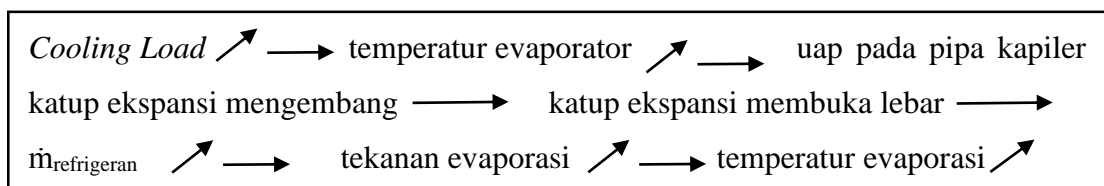


Dari gambar 4.2 bisa dilihat bahwa kenaikan *cooling load* berpengaruh bagi tekanan evaporasi, pada frekuensi 16 Hz tekanan evaporasi berada pada nilai yang terendah dan pada frekuensi 24 Hz tekanan evaporasi berada pada nilai yang tertinggi semakin dinaikkan frekuensi nya berarti semakin besar pula laju aliran massa refrigeran yang melewati jalur. *Cooling load* mempengaruhi pada temperatur evaporator, *cooling load* yang naik akan membuat uap pada pipa kapiler katup

ekspansi mengembang dan menekan membran katup ekspansi yang akhirnya akan membuka katup ekspansi semakin lebar. Melebarnya katup ekspansi mengakibatkan laju aliran massa refrigeran membesar dan menaikkan tekanan pada bagian keluar katup ekspansi. Kondisi inilah yang mengakibatkan naiknya tekanan evaporasi akibat bertambahnya *cooling load*.



Gambar 4.3 Hubungan *cooling load* dengan temperatur evaporasi

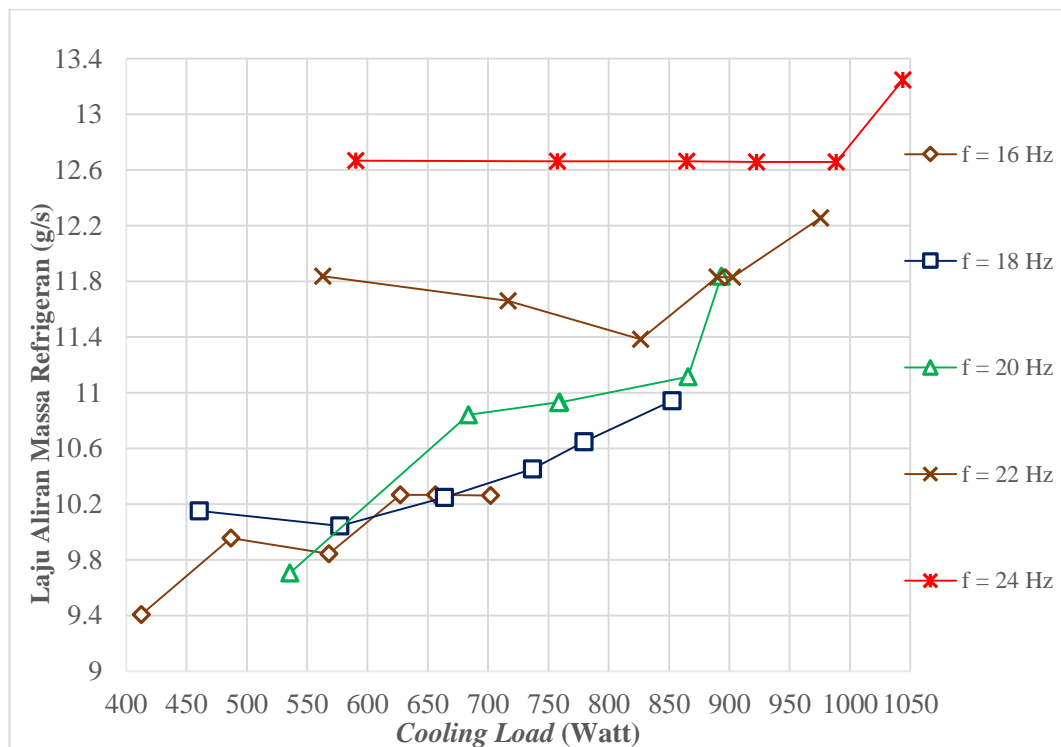


Dari gambar 4.3 bisa dilihat bahwa kenaikan *cooling load* berpengaruh bagi temperatur evaporasi, pada frekuensi 16 Hz temperatur evaporasi berada pada nilai yang terendah dan pada frekuensi 24 Hz temperatur evaporasi berada pada nilai yang tertinggi semakin dinaikkan frekuensi nya berarti semakin besar pula laju aliran massa refrigeran yang melewati jalur. *Cooling load* mempengaruhi pada temperatur evaporasi, *cooling load* yang naik akan membuat uap pada pipa kapiler katup ekspansi mengembang dan menekan membran katup ekspansi yang akhirnya akan membuka katup ekspansi semakin lebar. Melebarnya katup ekspansi

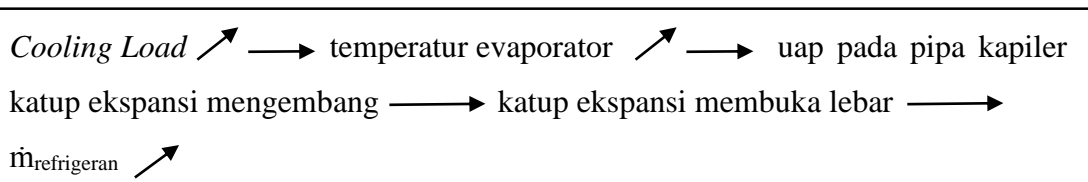
mengakibatkan laju aliran massa refrigeran membesar dan menaikkan tekanan pada bagian keluar katup ekspansi. Secara alamiah pada kondisi naiknya tekanan evaporasi maka akan diiringi oleh kenaikan temperatur. Kondisi inilah yang mengakibatkan naiknya temperatur evaporasi akibat bertambahnya *cooling load*.

4.3.3 Hubungan antara *Cooling load* dengan Laju Aliran Massa Refrigeran (\dot{m}_r)

Grafik hubungan laju aliran massa refrigeran dengan *cooling load* dapat dilihat pada gambar 4.4.



Gambar 4.4 Grafik hubungan laju aliran massa refrigeran dengan *Cooling load* evaporator

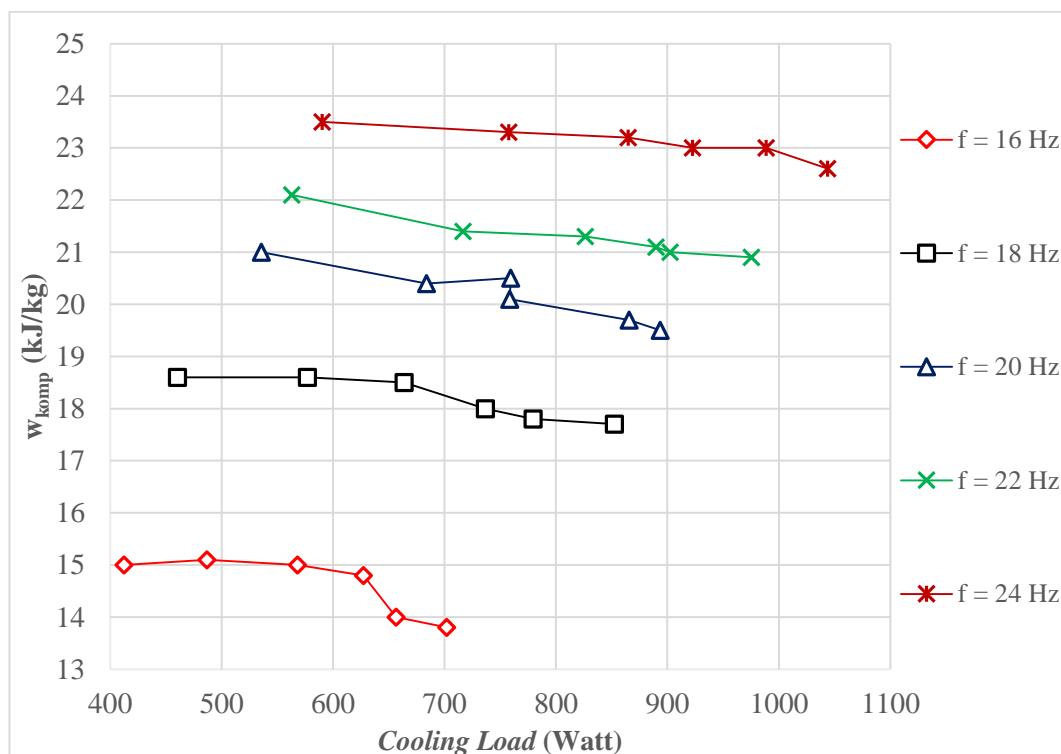


Dari gambar 4.4 dapat dilihat bahwa grafik mayoritas menunjukkan bahwa kenaikan *cooling load* akan menaikkan laju aliran massa refrigeran, kenaikan itu dikarenakan desain katup ekspansi. *Cooling load* mempengaruhi pada temperatur evaporator, *cooling load* yang naik akan membuat uap pada pipa kapiler katup

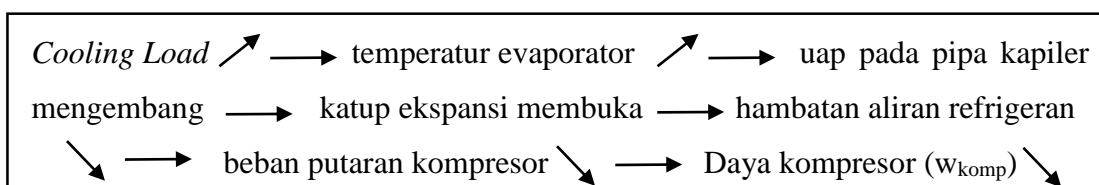
ekspansi mengembang dan menekan membran katup ekspansi yang akhirnya akan membuka katup ekspansi semakin lebar. Membukanya katup ekspansi secara otomatis pasti akan membuat laju aliran massa akan semakin besar.

4.3.4 Hubungan *Cooling Load* dengan Daya Kompresor (w_{komp}) dan kapasitas pendinginan (q_{evap})

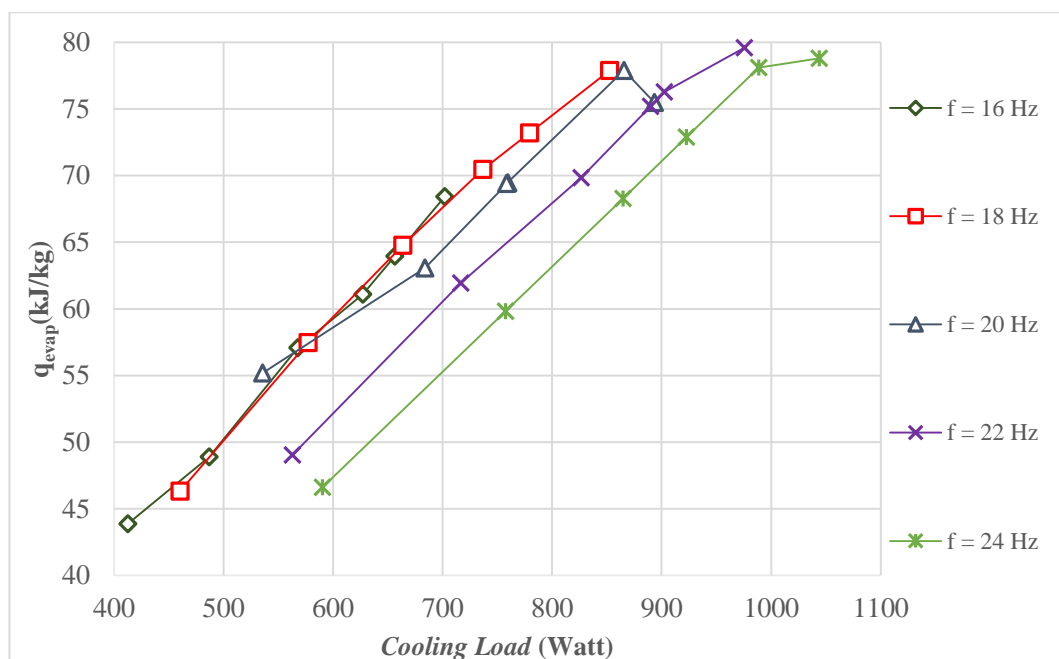
Daya Kompresor (w_{komp}) adalah daya masukan yang diserap kompresor, sedangkan kapasitas pendinginan (q_{evap}) adalah kalor yang diserap oleh evaporator untuk mengubah refrigerant menjadi uap. Grafik hubungan *cooling load* dengan kapasitas pendinginan (q_{evap}) ditunjukkan pada gambar 4.5, sedangkan grafik hubungan *cooling load* dengan kerja kompresor (w_{komp}) ditunjukkan pada gambar 4.6.



Gambar 4.5 Hubungan *cooling load* dengan daya kompresor (w_{komp})



Dari gambar 4.4 bisa dilihat bahwa tren grafik pada setiap frekuensi mengalami penurunan. Semakin besar *cooling load* yang diberikan maka daya kompresor (w_{komp}) akan semakin mengecil. Ini dikarenakan pada saat *cooling load* naik maka akan membuka katup ekspansi lebih lebar akibat mengembangnya uap pada pipa kapiler katup ekspansi. Semakin besar lubang pipa kapiler yang terbuka maka akan menurunkan hambatan alir refrigeran sehingga kebutuhan daya untuk mengalirkan refrigeran menurun yang berarti daya kompresor akan turun. Ini yang menyebabkan nilai w_{komp} semakin mengecil



Gambar 4.6 Hubungan *cooling load* dengan kapasitas pendinginan (q_{evap})

Dari gambar 4.6 bisa dilihat bahwa semakin besar *cooling load* yang diberikan maka semakin besar pula q_{evap} yang dihasilkan. Apabila *cooling load* yang diberikan semakin besar, sesuai dengan persamaan 3.19 maka nilai q_{evap} akan semakin besar pada frekuensi konstan. Kapasitas pendinginan terbesar justru terjadi pada frekuensi terkecil dan kapasitas pendinginan terkecil terjadi pada frekuensi terbesar. Ini dikarenakan apabila frekuensi semakin besar maka akan menghasilkan \dot{m}_r yang besar dan memperkecil q_{evap} . Sebaliknya, pada frekuensi kecil akan mengakibatkan \dot{m}_r kecil dan akan memperbesar kapasitas pendinginan.