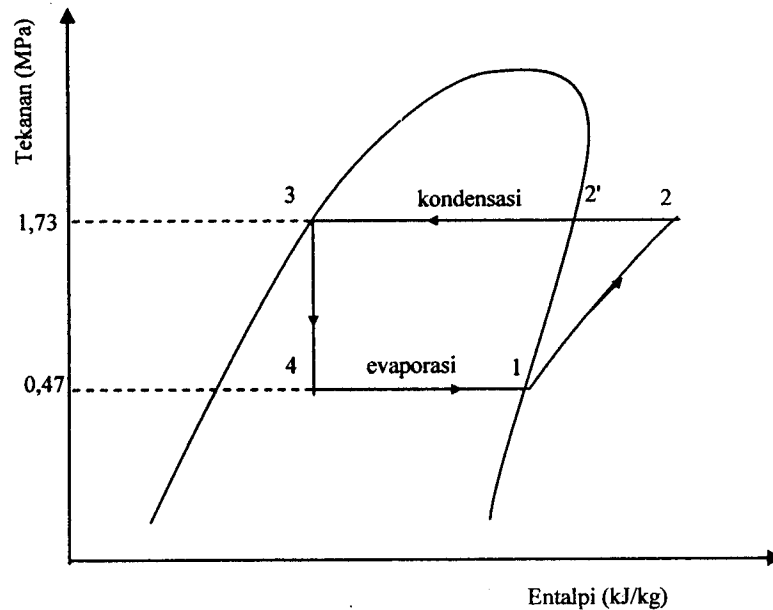


IV. METODOLOGI PENELITIAN

4.1 Perancangan Alat Uji

Langkah pertama yang dilakukan adalah dengan mengasumsikan kondisi evaporasi dan kondensasi pada sistem tata udara dan sifat-sifat termodinamik R-22 dalam siklus kompresi uap standar (ASHRAE, 1997).



Gambar 4.1 Diagram tekanan-enthalpi rancangan

Tabel 4.1 sifat-sifat thermodinamik R 22

Sifat Termofisik	Titik 1 (uap jenuh)	Titik 2 (uap panas lanjut)	Titik 2'(uap jenuh)	Titik 3 (cair jenuh)	Titik 4 (x = 0,285)
Tekanan	0,46646	1,73005	1,73005	1,73005	0,46646
Entalpi, kJ/kg	404,14	436,98	416,56	256,415	256,415
Kalor jenis tekanan konstan, kJ/kg.K	0,735		1,064	1,3725	
Massa jenis, kg/m ³	19,95	68	75,61	1105,8	68
Viskositas, μ Pa.s	11,72	14,04	13,52	128,8	
Konduktivitas termal, W/m.K	0,00938		0,0122	0,0778	
Entropi, kJ/kg.K	1,753	1,753	1,690075		

Kapasitas refrigerasi dan laju aliran massa refrigeran

Kapasitas Refrigerasi diasumsikan $Q_{re} = 10.000 \text{ Btu/h} = 2930,83 \text{ Watt}$

Laju aliran massa refrigerant, $\dot{m}_{ref}$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{re}}{(h_1 - h_4)} = 19,84 \cdot 10^{-3} \text{ kg/dtk}$$

Kecepatan aliran refrigerant, v_{ref}

$$v_{ref} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{ref} \cdot A_i};$$

dengan asumsi

- diameter dalam pipa hisap kompresor $d_i = 10,2 \text{ mm}$
- diameter luar pipa hisap kompresor $d_o = 12,7 \text{ mm}$
- $A_i = 8,189 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$

$$v_{ref} = 12,14 \text{ m/s}$$

4.1.1 Kompresor

Kompresor yang digunakan adalah kompresor jenis hermetic, yang dapat langsung dibeli dipasar. Perhitungan kompresor hanya kepada perhitungan kebutuhan daya saja, hal ini dilakukan untuk memudahkan pembelian. Adapun daya yang dibutuhkan kompresor P,

$$P = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1) = 0,651 \text{ kJ/s} = 651 \text{ Watt} = 0,87 \text{ HP}$$

Dengan demikian kompresor yang digunakan adalah kompresor jenis hermetik dengan daya 1 HP.

4.1.2 Perancangan Evaporator

Evaporator yang dirancang terdiri atas pipa (tube) tembaga, kotak evaporator dan air sebagai media yang didinginkan. Evaporator ini dapat dikategorikan jenis tabung dan pipa (Shell and Tube), dimana refrigerant mendidih dibagian dalam pipa, air yang didinginkan dialirkan didalam kotak melintasi pipa evaporator.

Direncanakan ukuran pipa yang digunakan untuk pembuatan evaporator adalah:

- Diameter dalam $D_i = 8 \text{ mm}$
- Diameter luar $D_o = 9,5 \text{ mm}$

Sirkulasi air didalam epevaporator menggunakan pompa dengan laju aliran maksimum,

$$\square V_{air} = 900 \text{ l/h} = 0,00025 \text{ m}^3/\text{dtk.}$$

Temperatur air masuk evaporator diasumsikan:

- $T_{wi} = 27^\circ\text{C}$
- $\rho_{wi} = 996,44 \text{ kg/m}^3$
- $cp_w = 4,183 \text{ kJ/kg.K}$

$$\begin{aligned} \text{Laju aliran massa air, } \dot{m}_{max} &= \rho_w \cdot \dot{V}_{max} \\ &= 996,44 \cdot 0,00025 = 0,249 \text{ kg/dtk} \end{aligned}$$

untuk memudahkan pengaturan temperatur air didalam evaporator akibat besarnya kapasitas pendinginan dibandingkan kapasitas rancangan, maka evaporator dianalisis

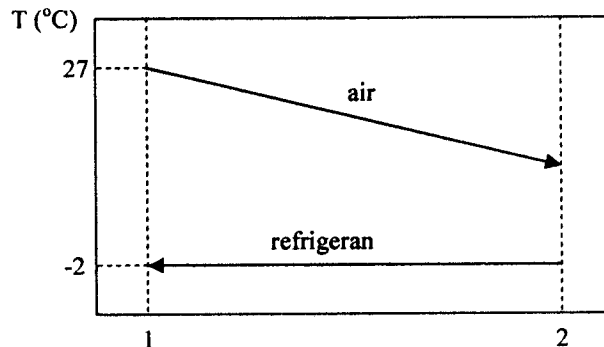
pada laju aliran massa air satu pertiga dari laju aliran massa air maksimum, sehingga

$$\begin{aligned} \dot{m}_w &= \frac{1}{3} \cdot \dot{m}_{\max} \\ &= 0,083 \text{ kg/dtk} \end{aligned}$$

Temperatur air keluar evaporator, T_{w0}

$$\begin{aligned} \square T_{w0} &= T_{wi} - Q_{re} / (\dot{m}_w \cdot c_p) \\ &= 18,56^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Beda temperatur rata-rata logaritmik (LMTD),



Gambar 4.2 Distribusi temperatur air-refrigeran di evaporator

$\Delta T_{LM} = F \cdot \Delta T_{LMCF}$; dimana: F = faktor koreksi = 1

$$\Delta T_{LMCF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = 24,54$$

Proses Penguapan Refrigerant

Aliran refrigeran didalam pipa evaporator merupakan aliran dua fase. Pada saat masuk evaporator, persentase uap refrigeran rendah tetapi pada saat melewati bagian lebih dalam lagi persentase uapnya meningkat sehingga laju alirannya juga meningkat. Penguapan refrigeran tersebut disertai perpindahan panas dari lingkungan kedalam refrigeran, yang mana prosesnya sangat rumit dan kompleks.

Koefisien perpindahan panas penguapan, h_b (J.P. Holman, 1994)

$$\frac{q}{A} = 2,253 (\Delta T_x)^{3,96} \text{ W / m}^2 \text{ untuk } 0,2 < p < 0,7 \text{ MPa}$$

$$\frac{q}{A} = 283,2 p^{4/3} (\Delta T_x)^3 \text{ W / m}^2 \text{ untuk } 0,7 < p < 14 \text{ MPa}$$

dengan $\Delta T_x = T_s - T_{ref}$, untuk T_s kita akan mengasumsikan yang kemudian akan diiterasi)

Permukaan	$\frac{q}{A}$, kW/m ²	h, W/m ² .K
Horisontal	$\frac{q}{A} < 16$	$1042 (\Delta T_x)^{1/3}$
	$16 < \frac{q}{A} < 240$	$5,56 (\Delta T_x)^3$

$$\begin{aligned}\frac{q}{A} &= 2,253 (\Delta T_x)^{3,96} \text{ W/m}^2 \\ &= 5004,37 \text{ W/m}^2 \\ \text{sehingga, } h_b &= 1042 (\Delta T_x)^{1/3} \\ &= 1993,27 \text{ W/m}^2.\text{K}\end{aligned}$$

Proses konveksi paksa pada sisi air

Pipa evaporator disusun dengan pola selang-seling (staggered) dengan jarak antar pipa sedemikian rupa.

Koefisien perpindahan panas konveksi sisi air evaporator, dihitung dengan menggunakan sifat-sifat air pada temperatur rata-rata.

$$\bar{T}_w = \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} = 22,78$$

$$\rho_w = 997,533 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_w = 9,4005 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$$

$$c_{p_w} = 4,183 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k_w = 0,6032 \text{ W/kg.K}$$

$$Pr = \frac{c_{p_w} \cdot \mu_w}{k_w} \quad (\text{Holman, 1994})$$

$$Pr = 6,52$$

Diasumsikan temperatur permukaan evaporator, $T_s = 5^\circ\text{C}$, dengan pertimbangan agar tidak terbentuk es (akan diiterasi kemudian).

Ukuran penampang basah kotak evaporator adalah $0,15 \times 0,40 \text{ m}^2$. Maka kecepatan air pada kotak evaporator tanpa pipa dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned}v_w &= \frac{\dot{V}}{A_k} \\ &= 0,000083 / 0,06 = 1,383 \cdot 10^{-3} \text{ m/dtk}\end{aligned}$$

$$v_{w \max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot v_w$$

dimana S_T = jarak antar pipa evaporator = 3,5 mm

$$v_{w \max} = 1,898 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$Re_{D \max} = \frac{\rho_w \cdot v_{w \max} \cdot D_o}{\mu_w} = 19,13$$

Koefisien konveksi rata-rata pada sisi air evaporator dihitung dengan persamaan Zhukauskas,

$$h_o = C \cdot C_2 \cdot \frac{k_w}{D_o} \cdot Re_{D_{max}}^m \cdot Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (\text{J.P. Holman, 1994})$$

dimana Pr_s ditentukan berdasarkan $T_s = 5^\circ\text{C}$

$$\mu_s = 1,5191 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s}$$

$$cp_s = 4,2 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k_s = 0,5705 \text{ W/kg.K}$$

$$Pr_s = \frac{cp_s \cdot \mu_s}{k_s}$$

$$Pr_s = 11,18$$

Konstanta untuk korelasi Zhukauskas untuk perpindahan kalor dalam tabung 20 baris atau lebih (C dan m) dapat dilihat pada daftar berikut.

Geometri	$Re_{D_{max}}$	C	m
Selang-seling	10 – 100	0,9	0,4
	100 – 10^3	Kerjakan sbg tabung sendiri-sendiri	

$C_2 = 1$ jika tabung lebih dari 20 baris

Sehingga,

$$h_o = 0,9 \times 1 \times (0,6032/0,0095) \times 19,13^{0,4} \times 6,52^{0,36} \times (6,52/11,18)^{1/4}$$

$$= 319,33 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Faktor pengotoran

Pengoperasian normal dari evaporator dan kondenser sering mengalami pengotoran akibat pengotor (impurities) dalam fluida kerja atau terbentuknya karat pada pipa. Terbentuknya lapisan pengotor pada permukaan pipa meningkatkan tahanan perpindahan panas diantara dua fluida kerjanya. Efek tersebut dapat ditanggulangi dengan menambahkan tahanan termal pada saat perancangan, yang sering disebut faktor pengotoran (fouling factor).

Tabel 4.2 faktor pengotoran beberapa fluida kerja (Incropera, 1990)

Fluida kerja	$R''_f \text{ (m}^2.\text{K/W)}$
Air pengisi boiler ($< 50^\circ\text{C}$)	0,0001
Air pengisi boiler ($> 50^\circ\text{C}$)	0,0002
Air sungai ($< 50^\circ\text{C}$)	0,0002 – 0,001
Bahan bakar minyak	0,0009
Refrigeran	0,0002
Uap air	0,0001

Pada perancangan evaporator ini,

$$\square \text{ sisi air } R''_{f,o} = 0,0001 \text{ m}^2.\text{K/W}$$

$$\square \text{ sisi refrigeran } R''_{f,i} = 0,0002 \text{ m}^2.\text{K/W}.$$

Koefisien perpindahan panas total

Perpindahan panas yang terjadi di dalam evaporator mencakup tiga proses, yaitu proses penguapan refrigeran di bagian dalam pipa, proses konveksi paksa di bagian luar pipa, dan konduksi pada dinding pipa.

Tahanan termal total pipa evaporator ditentukan dengan mengevaluasi koefisien perpindahan panas total (U), yaitu dengan persamaan:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{A_i \cdot h_b} + \frac{A_o \cdot R''_{f,i}}{A_i} + R''_{f,o} + \frac{1}{h_o}$$
$$U_o = 236,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Dimensi evaporator

Luas permukaan perpindahan panas yang diperlukan evaporator dihitung sbb:

$$A_o = \frac{Q_{re}}{U_o \cdot \Delta T_{LM}}$$
$$= 0,504 \text{ m}^2$$

Panjang pipa tembaga yang diperlukan evaporator

$$L_{tot} = \frac{A_o}{\pi \cdot D_o} = 16,896 \text{ m}$$

Tabel 4.3 Iterasi perhitungan dimensi evaporator

T _{s1}	ΔT _x	Pr _s	h _b	Re	Pr	h _o	1/U _o	U _o	A _o	L _{total}	T _{s2}
5	7	11.183558	1993.273	19.13	6.52	319.3098	0.0042212	236.89701	0.504146	16.901	4.5737
4.574	6.574	11.208104	1951.9889	19.13	6.52	319.1348	0.0042379	235.96464	0.506138	16.967	4.6354
4.635	6.635	11.230806	1958.0078	19.13	6.52	318.9734	0.0042373	236.00001	0.506062	16.965	4.6235
4.624	6.624	11.22729	1956.9252	19.13	6.52	318.9984	0.0042374	235.99149	0.506081	16.965	4.6256
4.626	6.626	11.228068	1957.1221	19.13	6.52	318.9929	0.0042374	235.9925	0.506078	16.965	4.6252
4.625	6.625	11.228055	1957.0236	19.13	6.52	318.993	0.0042375	235.99053	0.506083	16.966	4.6253

4.1.3 Perancangan Kondensor

Laju Perpindahan Panas pada Kondensor

$$Q_{kond.} = m_{ref.} (h_2 - h_3)$$
$$= 3538,68 \text{ W}$$

Sirkulasi air didalam kondensor menggunakan pompa dengan laju aliran maksimum,

$$\square V_{air} = 900 \text{ l/h} = 0,00025 \text{ m}^3/\text{dtk.}$$

Laju aliran massa air, $m_{max} = \rho_w \cdot V_{max}$

$$= 996,44 \cdot 0,00025 = 0,249 \text{ kg/dtk}$$

untuk memudahkan pengaturan temperatur air didalam kondensor akibat besarnya kapasitas pendinginan dibandingkan kapasitas rancangan, maka kondensor dianalisis pada laju aliran massa air satu perdua dari laju aliran massa air maksimum, sehingga

$$m_w = \frac{1}{2} \cdot m_{max}$$
$$= 0,1245 \text{ kg/dtk}$$

Temperatur air keluar kondensor, T_{wo}

$$\square \quad T_{wo} = T_{wi} + Q_{re} / (m_w \cdot cp) \\ = 33,8^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{LMCF} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = 14,33^\circ\text{C}$$

Proses Pengembunan Refrigeran

Angka Reynold, Re_d

$$Re_d = \frac{4 \cdot m_{ref}}{\pi \cdot D_i \cdot \mu} = 24528,23$$

karena $Re_d < 35000$ maka, koefisien Perpindahan panas pengembunan menggunakan persamaan Chato, h_c

$$h_c = 0,555 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{fg}}{\mu_l \cdot (T_{ref} - T_s) \cdot D_i} \right]^{1/4}$$

Diasumsikan temperatur permukaan kondensor $T_s = 40^\circ\text{C}$ (akan diiterasi kemudian)

$$\Delta T_x = T_{ref} - T_s = 5^\circ\text{C}$$

$$\rho_l - \rho_v = 1105,8 - 68 = 1037,8 \text{ kg/m}^3$$

$$cp_l = 1,3725$$

$$h_{fg} = h'_{fg} + 3/8 \cdot cp_l \cdot (T_{ref} - T_s) \\ = 162,72 \text{ kJ/kg}$$

$$h_c = 1996,45 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Proses Konveksi Paksa pada Sisi Air

Pipa kondensor disusun dengan pola selang-seling (staggered) dengan jarak antar pipa sedemikian rupa.

Koefisien perpindahan panas konveksi sisi air, dihitung dengan menggunakan sifat-sifat air pada temperatur rata-rata.

$$\bar{T}_w = \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} = 30,4^\circ\text{C}$$

$$\rho_w = 995,6 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_w = 7,977 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$$

$$cp_w = 4,183 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k_w = 0,6154 \text{ W/kg.K}$$

$$Pr = \frac{cp_w \cdot \mu_w}{k_w}$$

(Holman, 1994)

$$Pr = 5,422$$

Diasumsikan temperatur permukaan evaporator, $T_s = 40^\circ\text{C}$, dengan pertimbangan agar tidak terbentuk es (akan diiterasi kemudian).

Ukuran penampang basah kotak evaporator adalah $0,15 \times 0,45 \text{ m}^2$. Maka kecepatan air pada kotak evaporator tanpa pipa dihitung dengan persamaan:

$$v_w = \frac{\dot{V}}{A_k} \\ = (0,5 \cdot 0,00025) / (0,15 \times 0,45) = 1,8518 \cdot 10^{-3} \text{ m/dtk}$$

$$v_{w \max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot v_w$$

dimana S_T = jarak antar pipa evaporator = 3,5 mm

$$v_{w \max} = 2,54 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$Re_{D \max} = \frac{\rho_w \cdot v_{w \max} \cdot D_o}{\mu_w} = 30,1$$

Koefisien konveksi rata-rata pada sisi air evaporator dihitung dengan persamaan Zhukauskas (J.P. Holman, 1994)

$$h_o = C \cdot C_2 \cdot \frac{k_w}{D_o} \cdot Re_{D \max}^m \cdot Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

dimana Pr_s ditentukan berdasarkan $T_s = 40^\circ\text{C}$

$$\mu_s = 6,532 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$$

$$cp_s = 4,182 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k_s = 0,6305 \text{ W/kg.K}$$

$$Pr_s = \frac{cp_s \cdot \mu_s}{k_s}$$

$$Pr_s = 4,333$$

Konstanta untuk korelasi Zhukauskas untuk perpindahan kalor dalam tabung 20 baris atau lebih (C dan m) dapat dilihat pada daftar berikut.

Geometri	$Re_{D \max}$	C	m
Selang-seling	10 – 100	0,9	0,4
	100 - 10^3	Kerjakan sbg tabung sendiri-sendiri	

$C_2 = 1$ jika tabung lebih dari 20 baris

Sehingga,

$$h_o = 0,9 \times 1 \times (0,6154/0,0005) \times 30,1^{0,4} \times 5,422^{0,36} \times (5,422/4,333)^{1/4} \\ = 442,3 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Faktor Pengotoran

- sisi air $R''_{f,o} = 0,0001 \text{ m}^2.\text{K/W}$
- sisi refrigeran $R''_{f,i} = 0,0002 \text{ m}^2.\text{K/W}$.

Koefisien Perpindahan Panas Total pada Kondensor

Perpindahan panas yang terjadi di dalam kondensor mencakup tiga proses, yaitu proses pengembunan refrigeran di bagian dalam pipa, proses konveksi paksa di bagian luar pipa, dan konduksi pada dinding pipa.

Tahanan termal total pipa kondensor ditentukan dengan mengevaluasi koefisien perpindahan panas total (U), yaitu dengan persamaan:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{A_i \cdot h_b} + \frac{A_o \cdot R''_{f,i}}{A_i} + R''_{f,o} + \frac{1}{h_o}$$

$$U_o = 298,57 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Dimensi Kondensor

Luas permukaan perpindahan panas yang diperlukan kondensor dihitung sbb.

$$A_o = \frac{Q_{kond.}}{U_o \cdot \Delta T_{LM}}$$

$$= 0,827 \text{ m}^2$$

Panjang pipa tembaga yang diperlukan evaporator

$$L_{tot} = \frac{A_o}{\pi \cdot D_o} = 27,7 \text{ m}$$

Tabel 4.4 Iterasi perhitungan dimensi Kondensor

T_{s1}	ΔT_x	Pr_s	h_c	Re	Pr	h_o	$1/U_o$	A_o	L_o	T_{s2}
40	5	4.3326	1996.447	30.1	5.422	442.33776	0.003349	0.827029	27.7247	40.073
40.07	4.93	4.3266	2003.385	30.1	5.422	442.48997	0.003346	0.826233	27.698	40.079
40.08	4.92	4.3258	2004.387	30.1	5.422	442.50935	0.003345	0.826121	27.6943	40.08
40.08	4.92	4.3258	2004.387	30.1	5.422	442.50935	0.003345	0.826121	27.6943	40.08

4.1.4 Rekapitulasi hasil perancangan

4.1.4.1 Kompresor

Kompresor yang digunakan adalah:

- ☐ Tipe Hermetik
- ☐ Daya P = 1 HP

4.1.4.2 Evaporator

Perancangan evaporator bertujuan untuk mendapatkan dimensi evaporator yang dibutuhkan alat uji. Dari hasil perancangan didapatkan data-data sebagai berikut:

- ☐ Temperatur permukaan pipa, $T_s = 4,625^\circ\text{C}$
- ☐ Luas permukaan total pipa $A = 0.506083 \text{ m}^2$
- ☐ Panjang total pipa $l = 16,966 \text{ m}$
- ☐ Susunan pipa yang digunakan adalah tipe bertingkat dengan 31 belokan dan 32 laluan

4.1.4.3 Kondensor

Perancangan kondensor bertujuan untuk mendapatkan dimensi kondensor yang dibutuhkan alat uji. Dari hasil perancangan didapatkan data-data sebagai berikut:

- ☐ Temperatur permukaan pipa, $T_s = 40,08^\circ\text{C}$
- ☐ Luas permukaan total pipa $A = 0.826121 \text{ m}^2$
- ☐ Panjang total pipa $l = 27.6943 \text{ m}$
- ☐ Susunan pipa yang digunakan adalah tipe bertingkat dengan 41 belokan dan 42 laluan

4.1.4.4 Pipa Kapiler

Pipa kapiler yang digunakan adalah pipa kapiler dengan diameter dalam = 0,054 inch atau 1,37 mm dengan panjang yang disesuaikan dengan beban pendinginan yaitu 2 m

4.2 Realisasi Alat Uji

Pembuatan perangkat pengujian dilakukan di Laboratorium Teknologi Mekanik Program Studi Teknik Mesin. Komponen utama yang dibuat di laboratorium tersebut adalah evaporator, kondensor danudukan alat uji. Pembuatan evaporator dan kondensor sesuai dengan hasil perancangan sebelumnya. Skema alat uji dapat dilihat pada gambar 4.3

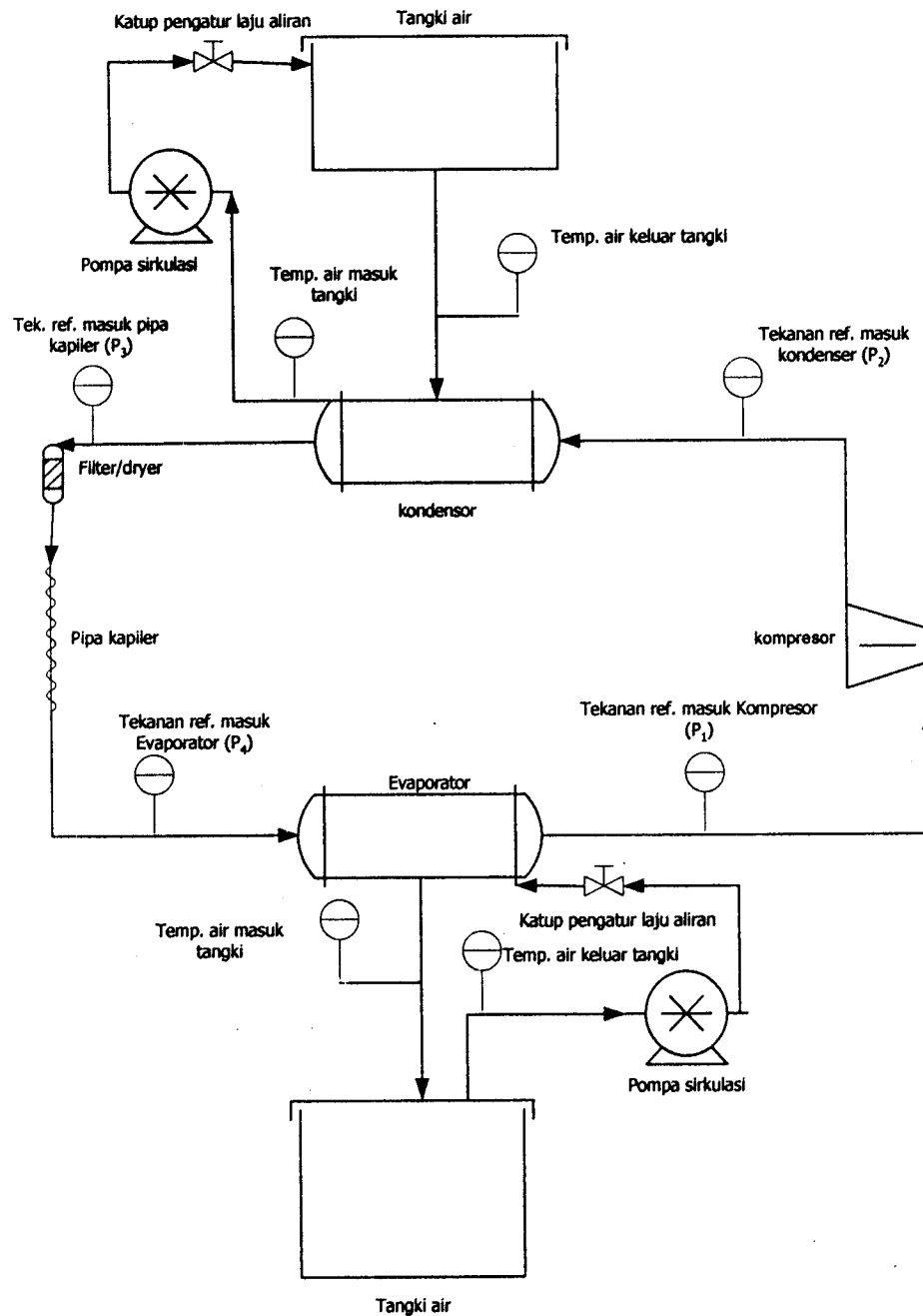
4.2.1 Alat dan Bahan

Alat dan bahan yang dibutuhkan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- ☐ Pipa atau *tube* 3/8 Inchi
- ☐ Pelat St 37 0,8 mm
- ☐ Tripleks 0,5 mm
- ☐ Belokan "U"
- ☐ Pipa kapiler
- ☐ *Filter* dan *Dryer*
- ☐ Kompresor
- ☐ Refrigeran R 22
- ☐ Katup pengatur aliran refrigerant
- ☐ Pompa sirkulasi air
- ☐ Katup pengatur aliran air
- ☐ Tangki air
- ☐ Pipa sirkulasi air
- ☐ Termokopel
- ☐ *Pressure Gauge*
- ☐ Perangkat pengelasan *oxy-acetylene*

4.2.2 Instalasi Alat Uji

Setelah dilakukan perancangan dan pembuatan terhadap seluruh komponen dari alat uji maka dilakukan instalasi alat uji. Gambar dibawah ini merupakan instalasi alat uji mesin refrigerasi siklus kompresi uap hibrida.



Gambar 4.3 Skema alat uji mesin refrigerasi siklus kompresi uap hibrida