

# Perhitungan Beban Pendingin Dan Desain Sistem Chiller Pada Hotel Xxx Di Jakarta

TRI REJEKI <sup>1)</sup>, AMIRAL AZIZ <sup>1,2)</sup> dan MARYADI<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> Departemen Teknik Mesin Universitas Islam Assyafi'iyah Jakarta

<sup>2)</sup> Balai Besar Teknologi Konversi Energi BPPT

Email : [amiralaziz58@gmail.com](mailto:amiralaziz58@gmail.com)

## ABSTRAK

Salah satu fungsi hotel yaitu diperlukannya kenyamanan termal pada ruang hotel untuk menciptakan kenyamanan untuk para penghuni dan staf hotel. Untuk mencapai kenyamanan termal maka setiap ruang harus diperhitungkan beban termal hingga tercapai rasa nyaman bagi para penghuni dan staf hotel. Berapa beban pendinginan dalam suatu ruang atau gedung yang nyaman untuk pemilihan mesin chiller yang optimal? Untuk itu diperlukannya perhitungan beban pendingin dengan tujuan dapat menghasilkan beban pendingin, memilih chiller menurut estimasi perhitungan beban pendingin, optimasi jumlah chiller yang akan digunakan, desain sistem chiller. Dari hasil perhitungan diperoleh beban termal untuk Hotel XXX adalah 2100 TR, chiller yang digunakan 3 unit water cooled chiller dengan masing-masing beban 700 TR. Refrigeran yang dipilih R-134a dengan nilai COP (Coefisien Of Performance) yang dihasilkan 7,8. Daya kompresor 314 kW tipe sentrifugal. Dalam perhitungan beban pendingin juga disarankan menghitung tiap ruangan dengan posisi dinding berada pada mata angin yang berbeda untuk mendapatkan hasil beban pendingin yang sesuai untuk kebutuhan pendinginan ruangan tersebut. Tetap mengacu pada buku referensi untuk menghitung beban pendingin, karena setiap ruangan berbeda-beda kebutuhan beban pendinginannya, tergantung dari fungsi ruangan tersebut.

**Kata kunci** : kenyamanan termal, water cooled chiller, refrigeran 134a, evaporator

## ABSTRACT

One of the functions of the hotel is the need for thermal comfort in the hotel room to create comfort for the occupants and hotel staff. To achieve thermal comfort, each space must be taken into account the thermal load until comfort is achieved for the occupants and hotel staff. What is the cooling load in a room or building that is comfortable for the selection of an optimal chiller machine? For this reason, it is necessary to calculate the cooling load with the aim of producing a cooling load, selecting a chiller according to the estimated cooling load calculation, optimizing the number of chillers to be used, and designing a chiller system. From the calculation results, the thermal load for Hotel XXX is 2100 TR, the chiller used 3 units of water cooled chiller with 700 TR each load. The selected refrigerant R-134a with the COP value (Coefficient Of Performance) produced 7.8. The compressor power is 314 kW centrifugal type. In the calculation of the cooling load is also recommended to count each room with a wall position at a different point of the wind to get the results of the cooling load that is suitable for the cooling needs of the room. Still refer to the reference book to calculate the cooling load, because each room has different cooling load requirements, depending on the function of the room.

**Keywords** : thermal comfort, water cooled chiller, refrigerant 134a, evaporator

## 1. PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Jakarta sebagai pusat kegiatan dan berbagai aktivitas bisnis. Sebuah alasan yang kuat pembangunan hotel di Jakarta semakin tahun semakin meningkat terutama hotel bisnis. Sejumlah kalangan memperkirakan bisnis perhotelan akan memasuki tingkat pertumbuhan baru yang semakin tinggi menyusul kondisi ekonomi yang semakin baik dan peluang besar yang terbuka pada pasar hotel bertarif ekonomis (*budget hotel*). Hotel bisnis murah banyak menjadi solusi. Biasanya konsumen seperti ini membutuhkan hotel hanya sebagai tempat

beristirahat sementara yang dapat memberi mereka harga mahal dalam kenyamanan beristirahat. Fungsi hotel antara lain :

- Sebagai tempat atau sarana akomodasi untuk memenuhi kebutuhan tamu sebagai tempat istirahat atau tempat tinggal sementara dalam perjalanan pariwisata.
- Sebagai tempat pertemuan (*Meeting, Incentive, Convention, and Exhibition*)
- Sebagai tempat untuk mempromosikan berbagai produk perusahaan atau bisnis lainnya.
- Sebagai tempat bersantai, rekreasi, atau menikmati kesenangan lainnya.

- Sebagai tempat bertemu, bergaul atau bersahabat bagi semua bangsa yang datang.
- Sebagai tempat menambah ilmu pengetahuan dan pengalaman khusus bagi pelajar atau mahasiswa.
- Sebagai tempat untuk mencari nafkah. Khususnya bagi karyawan.

Dari salah satu fungsi hotel di atas maka diperlukan kenyamanan termal pada ruang hotel untuk menciptakan kenyamanan untuk para penghuni dan staf hotel. Untuk mencapai kenyamanan termal maka setiap ruang harus diperhitungkan beban termal hingga tercapai rasa nyaman bagi para penghuni dan staf hotel.

## 1.2 Tujuan

*Air Conditioning* merupakan suatu peralatan yang digunakan untuk mengkondisikan udara sehingga dapat mencapai temperatur dan kelembaban yang sesuai dengan kondisi udara nyaman. Sehingga memberikan kenyamanan kerja bagi orang yang melakukan suatu kegiatan tertentu didalam ruangan tersebut dan kenyamanan para penghuni hotel. Tujuan dari perhitungan beban pendingin ini adalah :

- Menghitung beban pendingin.
- Memilih *chiller* menurut estimasi perhitungan beban pendingin.
- Optimasi jumlah *chiller* yang digunakan.
- Desain sistem *chiller*.

## 2. TINJAUAN PUSTAKA

Kenyamanan termal adalah suatu kondisi termal yang dirasakan oleh manusia yang dikondisikan oleh lingkungan dan benda-benda di sekitar arsitekturnya. Kenyamanan termal dalam suatu ruangan tergantung dari banyak hal, termasuk kebudayaan dan adat istiadat manusia masing-masing terhadap suhu, kelembaban dan iklim. Selain itu, bau dan pencemaran udara, radiasi alam dan buatan, serta bahan bangunan, warna dan pencahayaan ikut mempengaruhi kenyamanan secara fisik maupun fisiologis<sup>(2)</sup>. Yang mempengaruhi standar kenyamanan termal ada tiga faktor, yaitu :

### A. Kecepatan udara

- Menurut PERMENKES NO.1077/MENKES/PER/V/2011, laju angin ruangan yaitu 0,15 sampai 0,25 m/s.
- SNI-03-6572-2001 menyatakan untuk mempertahankan kondisi nyaman, kecepatan udara yang jatuh diatas kepala tidak boleh lebih besar dari 0,25 m/detik dan sebaiknya lebih kecil dari 0,15 m/detik.

### B. Temperatur Udara

- MENKES PERMENKES NO.1077/MENKES/PER/V/2011, menyatakan "penyehatan suhu ruangan yaitu : 18°C - 30°C"

- SNI-03-6572-2001 menyatakan daerah kenyamanan termal pada bangunan yang di kondisikan untuk orang Indonesia yaitu :
  - ✓ Sejuk nyaman, antara suhu efektif 20.8°C – 22.8°C
  - ✓ Nyaman optimal, antara suhu efektif 22.8°C – 25.8°C
  - ✓ Hangat nyaman, antara suhu efektif 25.8°C – 27.1°C

### C. Kelembapan udara

Standar kenyamanan termal untuk kelembapan udara yang digunakan ada tiga yaitu:

- MENKES PERMENKES NO.1077/MENKES/PER/V/2011 menyatakan kelembapan udara yang sehat itu yaitu 40 % – 60 %.
- SNI (2001) menyatakan daerah kenyamanan termal pada bangunan yang dikondisikan untuk orang Indonesia yaitu 40 % - 60 %.

## 3. PEMBAHASAN

### A. Perencanaan Kondisi Udara

Berdasarkan pengamatan oleh pusat Badan Meteorologi dan Geofisika (BMG) untuk kota Jakarta :

Temperatur bola kering : 32 °C / 325 °K

Kelembaban Relatif : 77 %

Dari gambar Psychrometric Chart diperoleh :

Temperature bola basah: ±28,5 °C / 301,65 °K

Kadar uap air : 0,0235 kg / kg udara kering

Untuk hotel peruntukan ruangan akan berbeda-beda temperaturnya, tetapi untuk design ini penulis mengambil temperatur rata-rata sebagai berikut :

Temperatur bola kering : 20 °C / 293 °K

Kelembaban Relatif : 60 %

Dari gambar Psychrometric Chart diperoleh :

Temperature bola basah : ±15 °C / 288,15 °K

Kadar uap air : 0,0085 kg / kg udara kering

### B. Data Gedung

Lokasi / Kota : Jakarta

Luas lahan : +\_ 6.501 m<sup>2</sup>

Luas lantai dasar : +\_ 3.566 m<sup>2</sup>

Total lantai : 26 lantai di atas tanah dan 3 lapis *basement* & semi *basement*

Fungsi bangunan :

- Lantai B1,B2 & semi basement (3 lantai)  
Area parkir (P1-P3), sentral MEP
- Lantai GF, 1, 2 & 3 (4 lantai)  
Transit lobby, restoran, *café*, *exhibition hall* (atrium), *mini mart*, klinik, *drug store*
- Lantai 5 (1 lantai)  
*Main lobby*, restoran, *ballroom* & *pools*
- Lantai 6 (1 lantai)  
*Meeting room* (7 ruang), *fitness* & *spa*
- Lantai 7 (1 lantai)  
*Main lobby*, restoran, *meeting rooms* (3 ruang) & ruang *fitness*
- Lantai 8 (1 lantai)

Guest rooms (14 ruang), meeting rooms (6 ruang)

- Lantai 9-29 (18 lantai)  
Unit-unit hotel, 244 kamar hotel deluxe, 372 kamar standar.

#### A. Perhitungan Beban Pendingin

Berdasarkan dengan adanya perbedaan fungsi ruangan, maka perhitungan akan didasarkan pada masing-masing ruangan dengan menggunakan ketentuan sesuai dengan referensi yang ada. Karena banyaknya ruangan yang diperhitungkan maka perhitungan beban pendingin hanya diambil satu lantai (dari lantai tipikal), kemudian perhitungan lainnya akan diperlihatkan dengan program lain yang menunjang untuk perhitungan.

Untuk perhitungan beban pendingin diperlukan karakteristik gedung. Berikut data karakteristik gedung yang diperoleh dari hasil *meeting* antara konsultan ME (Mekanikal & Elektrikal) dengan kontraktor yang ditunjuk oleh *owner* gedung Hotel XXX untuk menangani perencanaan bangunan Hotel XXX Jakarta ini.

Tabel 4.1 Data Karakteristik Dinding

	U value (W/m <sup>2</sup> k)	CLTD
North West Tower 1	0,25	15,00
North West Tower 2	0,25	15,00
North East Tower 1	0,25	15,00
North East Tower 2	0,25	15,00
South East Tower 1	0,25	15,00
South East Tower 2	0,25	15,00
South West Tower 1	0,25	15,00
South West Tower 2	0,25	15,00
North West Lobby	0,25	15,00
North East Lobby	0,25	15,00
South East Lobby	0,25	15,00
South West Lobby	0,25	15,00

Tabel 4.2 Data Karakteristik Dinding Antara Jendela Kaca

	Window to Wall Ratio (WWR)	CLTD
North West Tower 1	0,66	1,66
North West Tower 2	0,71	1,66
North East Tower 1	0,65	1,66
North East Tower 2	0,71	1,66
South East Tower 1	0,67	1,66
South East Tower 2	0,71	1,66
South West Tower 1	0,65	1,66
South West Tower 2	0,71	1,66
North West Lobby	0,71	1,66
North East Lobby	0,71	1,66
South East Lobby	0,71	1,66
South West Lobby	0,71	1,66

Tabel 4.3 Data Karakteristik Jendela Kaca

	Solar Factor (SF)	Shading Coefficient
North West Tower 1	211,00	0,33
North West Tower 2	211,00	0,29
North East Tower 1	113,00	0,33
North East Tower 2	113,00	0,28
South East Tower 1	97,00	0,33
South East Tower 2	97,00	0,29
South West Tower 1	176,00	0,33
South West Tower 2	176,00	0,29
North West Lobby	211,00	0,43
North East Lobby	113,00	0,33
South East Lobby	97,00	0,43
South West Lobby	176,00	0,53

Contoh perhitungan beban pendingin dengan metode CLTD (*Cooling Load Temperature Difference*) sebagai berikut :

- ❖ Beban pendingin melalui atap :

$$q = U \times A \times CLTD_{corr} \dots\dots\dots(1)$$

Dimana :

$$A = 28 \text{ m}^2$$

$$U = 0,761 \text{ W/m}^2 \text{ K}^{(11)}$$

$$CLTD = 36^{(11)}$$

$$CLTD_{corr} = \{(CLTD + LM) \times k + (25,5 - t_i) + (t_o - 29,4) \times f\}$$

Dimana :

$$LM = -1,1^{(11)}$$

$$k = 0,5^{(11)}$$

$$f = 1,0^{(11)}$$

$$CLTD_{corr} = \{(36 + (-1,1) \times 0,5 + (25,5 - 20) + (32 - 29,4) \times 1,0\} = 25,4 \text{ }^\circ\text{C atau } 298 \text{ K}$$

Maka,

$$q = 0,761 \text{ W/m}^2 \text{ K} \times 28 \text{ m}^2 \times 298 \text{ K} = 6.350 \text{ W atau } 6,35 \text{ Kw}$$

- ❖ Beban pendingin melalui dinding barat

Untuk bagian dinding :

$$q = U \times A \times CLTD_{corr} \dots\dots\dots(2)$$

Dimana :

$$A = 15 \text{ m}^2$$

$$U = 0,25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$CLTD = 15$$

$$CLTD_{corr} = \{(CLTD+LM) \times k + (25,5-t_i) + (t_o-29,4) \times f\}$$

Dimana :

$$LM = -0,5^{(11)}$$

$$k = 0,65^{(11)}$$

$$f = 1,0^{(11)}$$

$$CLTD_{corr} = \{(15-0,5) \times 0,65 + (25,5-20) + (32-29,4) \times 1,0\} = 17,525 \text{ }^\circ\text{C atau } 290 \text{ K}$$

Maka,  
 $q = 0,25 \text{ W/m}^2 \text{ K} \times 15 \text{ m}^2 \times 290 \text{ K}$   
 $= 1.087 \text{ W}$  atau 1,09 kW

Untuk bagian kaca :

$$q = A \times SC \times SHGF \times CLF \dots\dots\dots(3)$$

Dimana :

$A = 7 \text{ m}^2$   
 $SC = 0,36$   
 $SHGF = 211 \text{ W/m}^2$   
 $CLF = 0,33$

Maka,

$$q = 7 \text{ m}^2 \times 0,36 \times 211 \text{ W/m}^2 \times 0,33$$

$$= 175 \text{ W}$$
 atau 0,175 kW

❖ Beban pendingin melalui dinding utara

Untuk bagian dinding :

$$q = U \times A \times CLTD_{corr} \dots\dots\dots(4)$$

Dimana :

$A = 6,3 \text{ m}^2$   
 $U = 1,66 \text{ W/m}^2$   
 $CLTD = 15$   
 $CLTD_{corr} = \{ (CLTD+LM) \times k + (25,5-t_i) + (t_o-29,4) \times f \}$

Dimana :

$LM = -1,6^{(11)}$   
 $k = 0,65^{(11)}$   
 $f = 1,0^{(11)}$   
 $CLTD_{corr} = \{ (15-1,6) \times 0,65 + (25,5-20) + (32-29,4) \times 1,0 \}$   
 $= 16,81 \text{ }^\circ\text{C}$  atau 290 K

Maka,

$$q = 1,66 \text{ W/m}^2 \text{ K} \times 6,3 \text{ m}^2 \times 290 \text{ K}$$

$$= 3.033 \text{ W}$$
 atau 3,033 kW

Untuk bagian kaca :

$$q = A \times SC \times SHGF \times CLF \dots\dots\dots(5)$$

Dimana :

$A = 6,3 \text{ m}^2$   
 $SC = 0,36$   
 $SHGF = 211 \text{ W/m}^2$   
 $CLF = 0,33$

Maka,

$$q = 6,3 \text{ m}^2 \times 0,36 \times 211 \text{ W/m}^2 \times 0,33$$

$$= 158 \text{ W}$$
 atau 0,158 kW

❖ Beban pendingin dari lampu :

$$q = \text{Input (W)} \times CLF \dots\dots\dots(6)$$

Dimana :

Input (W) adalah banyaknya beban Wattase lampu yang terpasang di dalam ruangan.

$CLF = 1,0^{(14)}$   
 $q = 100 \text{ W} \times 1,0$   
 $= 100 \text{ W}$  atau 0,1 kW

❖ Beban pendingin dari penghuni ruangan

Beban sensibel :

$$q_s = n \times SHG \times CLF \dots\dots\dots(7)$$

Dimana :

$n$  = Banyaknya penghuni dalam ruangan yang dikondisikan.

SHG = Faktor panas sensibel yang dikeluarkan oleh manusia<sup>(14)</sup>

CLF = Faktor beban pendingin yang dipengaruhi oleh waktu, pada waktu penghuni berada dalam ruangan<sup>(14)</sup>

$q_s = 2 \times 73 \text{ W} \times 1,0$   
 $= 146 \text{ W}$  atau 0,146 kW

Beban laten :

$$q_l = n \times LHG \dots\dots\dots(8)$$

Dimana :

LHG = Faktor panas laten yang dikeluarkan oleh manusia<sup>(14)</sup>

$q_l = 2 \times 45 \text{ W}$   
 $= 90 \text{ W}$  atau 0,9 kW

❖ Beban pendingin dari perlengkapan :

$$q = HG \times CLF \dots\dots\dots(9)$$

HG = Faktor beban pendingin yang dikeluarkan oleh peralatan

CLF = Faktor beban pendingin yang dipengaruhi oleh waktu penggunaan<sup>(14)</sup>

$q = 100 \text{ Watt} \times 1,0$   
 $= 100 \text{ W}$  atau 0,1 kW

❖ Beban ventilasi dan infiltrasi :

Untuk kalor sensible :

$$q_s = 1,232 \times OA \text{ (l/s)} \times \Delta T \dots\dots\dots(10)$$

$q_s = 1,232 \times 5 \times 12 \times 2$   
 $= 147,8 \text{ W}$  atau 0,148 kW

Untuk kalor laten :

$$q_l = 1,232 \times OA \text{ (l/s)} \times \Delta W \dots\dots\dots(11)$$

$q_l = 3012 \times 5 \times 0,015 \times 2$   
 $= 451,8 \text{ W}$  atau 0,452 kW

Dari perhitungan seluruh gedung maka dapat diperoleh jumlah beban pendingin pada gedung dari data unit pendingin pada hotel tersebut :

- Total beban pendingin = 24.402.406 BTU/h atau 7.152 kW

- Safety factor 3% = 25.134.478 BTU/h atau 7.366 kW

$$\text{Kapasitas evaporasi} = \frac{GTH}{3.517 \text{ kW}} \times 1\text{TR} \dots(12)$$

Maka,

$$\text{Kapasitas evaporasi} = \frac{7.366.000 \text{ W}}{3.517 \text{ kW}} \times 1\text{TR} = 2.094 \text{ TR}$$

Dari perhitungan diatas maka diketahui, untuk mendinginkan ruangan seluruh ruangan dalam gedung dibutuhkan kapasitas pendingin sebesar 2.094 TR atau dibulatkan menjadi 2.100 TR.

### B. Pemilihan Chiller

Pemilihan chiller yang akan digunakan adalah dihitung berdasarkan jumlah beban pendingin yang ada, yaitu jumlah total beban pendingin 2.100 TR. Unit chiller yang dipakai adalah :

- Unit chiller : 3 x @ 700 TR
- Jenis refrigeran : R-134a

Karakteristik-karakteristik beberapa refrigeran menurut ASHRAE Handbook Fundamental 2005 sebagai berikut :

Tabel 1. Perbandingan Karakteristik Refrigeran

Spesifikasi	R-22	R-32	R-134a
Chemikal Formula	CHClF2	CH2F2	CF3CH2F
Molecular Mass	86.486	52.024	102.03
Boiling Point	-40.81	-51.651	-26.074
Freezing Point (°C)	-157.42	-136.81	-103.3
Critical Temp. (°C)	96.145	78.105	101.06
Critical Press.(kPa)	4990.0	5782.0	4059.0
Safety group	A1	A2	A1

Dari data-data di atas dapat disimpulkan penulis memilih R-134a dikarenakan sistem refrigerasi R-134a dapat memenuhi syarat pemilihan refrigeran yang baik, diantaranya :

- Tekanan penguapannya tinggi.
- Tekanan pengembunan yang tidak terlalu tinggi.
- Tidak mudah korosi.
- Tidak beracun
- Tidak mudah terbakar
- Harganya tidak mahal / harga lebih murah dibanding R-32
- Ramah lingkungan

❖ Untuk mengetahui kapasitas refrigeran menggunakan persamaan :

$$m = \frac{\text{beban pendingin}}{\text{efek refrigerasi}} \dots\dots\dots(13)$$

Dimana :

m = banyaknya refrigeran yang bersikulasi  
 beban pendingin = 700 TR = 8.400.000 BTU/h = 140.000 BTU/min  
 efek refrigerasi = 142,65 kJ/kg = 61,33 BTU/lb

maka,

$$m = \frac{140.000 \text{ Btu/min}}{61,33 \text{ BTU/lb}} = 2.283 \text{ lb/min}$$

$$m = \frac{\rho}{v} \dots\dots\dots(14)$$

Dimana :

V = volume gas yang dihisap persatuan waktu (m3/jam)

ρ = berat jenis dari refrigeran (R-134a)

$$V = \frac{2.283 \text{ lb/min}}{102,03 \text{ g/l}} = \frac{273,96 \text{ g/min}}{102,03 \text{ g/l}} = 2,7 \text{ l/min} = 0,162 \text{ m}^3/\text{jam}$$

Kapasitas water cooled chiller 700TR kompresor yang digunakan adalah kompresor rotari<sup>(16)</sup>. Ada dua jenis kompresor rotari yang diterapkan, kompresor rotary screw positif dan kompresor sentrifugal<sup>(16)</sup>.

Tabel 2. Persyaratan Efisiensi Pendingin Air Minimum dari Standar ASHRAE / IESNA 90.1-1999

Type Chiller	Kapasitas (ton)	Peak Load (COP)	IPLV (kW/ton)
Reciprocating Air-Cooled	All	2,8	1,256
Reciprocating Water-Cooled	All	4,2	0,756
Screw water-cooled	<150	4,45	0,781
	151-299	4,9	0,71
	≥300	5,5	0,628
<b>Centrifugal water-cooled</b>	<150	5	0,703
	151-299	5,55	0,634
	<b>≥300</b>	<b>6,1</b>	<b>0,578</b>
Absorption, 2-stage, direct or indirect, water-cooled	All	1	-

Chiller dengan IPLV (Integrated Part-Load Value) yang lebih rendah akan memiliki biaya operasi musiman yang lebih rendah<sup>(16)</sup>. Untuk jenis kompresor yang dipilih adalah **kompresor sentrifugal** dengan nilai IPLV terendah.

❖ Untuk menghitung daya kompresor digunakan persamaan :

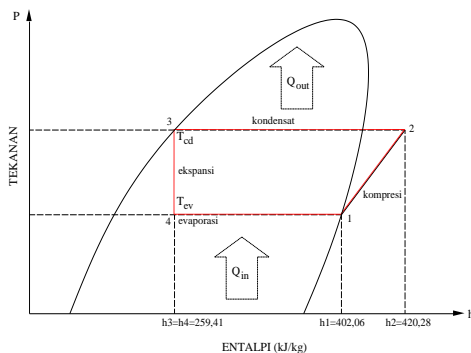
$$P = m (h_2 - h_1) \dots\dots\dots(15)$$

Maka,

$$\begin{aligned}
 P &= m (h_2 - h_1) \\
 &= 2.283 \text{ lb/min} (18,22 \text{ kJ/kg}) \\
 &= 2.283 \text{ lb/min} (7,8 \text{ BTU/lb}) \\
 &= 17.807,4 \text{ BTU/min} \\
 &= 420,25 \text{ HP} \\
 &= 313,38 \text{ kW} \approx 314 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Udara luar yang direncanakan pada perencanaan ini adalah sekitar 32 °C, perbedaan temperature direncanakan adalah sebesar 9 °C jadi temperature pada kondensator adalah  $T_{\text{cond}} = 32 \text{ °C} + 9 \text{ °C} = 41 \text{ °C}$ . Temperature pada evaporator juga harus ditentukan seperti halnya temperatur kondensator. Temperatur pada evaporator adalah merupakan temperatur penguapan dari *refrigerant*, dimana pada evaporator terjadi penyerapan kalor sehingga suhu pada evaporator harus lebih dingin dari udara luar. Perbedaan temperature direncanakan pada evaporator adalah 6 °C dimana temperature terendah adalah sekitar 12 °C. Jadi temperature evaporator direncanakan adalah  $T_{\text{evap}} = 12 \text{ °C} - 6 \text{ °C} = 6 \text{ °C}$ . Dari temperature yang direncanakan dapat kita tentukan nilai entalpi dengan menggunakan diagram P-h untuk R-134A sebagai berikut :

$h_1 = 402,06 \text{ kJ/kg}$   
 $h_2 = 420,28 \text{ kJ/kg}$   
 $h_3 = h_4 = 259,41 \text{ kJ/kg}$



Gambar 1. Siklus Refrigerasi

Dari data diatas dapat diketahui COP (*Coefisien Of Performance*) dari mesin pendingin yang direncanakan menggunakan persamaan :

$$COP = \frac{\text{efek refrigerasi}}{\text{kerja kompresor}} \dots\dots\dots (16)$$

Maka,

$$\begin{aligned}
 COP &= \frac{\text{efek refrigerasi}}{\text{kerja kompresor}} \\
 &= \frac{142,65 \text{ kJ/kg}}{18,22 \text{ kJ/kg}} \\
 &= 7,8
 \end{aligned}$$

**C. Desain Sistem Chiller**

Untuk memilih jenis mesin chiller yang akan digunakan dapat dilihat dari klasifikasinya menurut kapasitas pendingin yang sudah

diperoleh dari perhitungan sebelumnya. Berikut klasifikasinya menurut Herbert W. Stanford III :

Tabel 3. Perkiraan Berat Operasional Chiller

Kapasitas (ton)	Berat Operasional Chiller (lbs)	Jenis
25	3.000	Air-Cooled
50	5.000	
75	7.500	
100	10.000	
150	12.000-17.000	Water-Cooled
200-300	15.000-20.000	
200-300	15.000-20.000	
500-700	22.000-30.000	
700-900	26.000-44.000	
900-1.200	42.000-66.000	
1.200-1.500	57.000-71.000	
1.500-2.000	68.000-95.000	

Dari data di atas maka unit chiller yang dipilih adalah **water cooled chiller**. Untuk menentukan dimensi evaporator yang akan di desain untuk water cooled chiller dengan kapasitas 700 TR digunakan peramaan-persamaan sebagai berikut :

❖ Laju perpindahan panas (Q)

$$Q = m \times C_p \Delta T_h \dots\dots\dots(17)$$

Dimana:  
 $m = 2.283 \text{ lb/min} = 17,26 \text{ kg/s}$   
 $C_p = 4,178 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \text{ }^{(18)}$

Maka,

$$\begin{aligned}
 Q &= 17,26 \text{ kg/s} \times 4,178 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times (29 \text{ °C} - 12 \text{ °C}) \\
 &= 1.226 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

❖ Perbedaan suhu logaritmik / *Log Mean Temperature Difference* (LMTD)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \dots\dots\dots(18)$$

Dimana :  
 $T_1 = \text{temperatur panas masuk} = 29 \text{ °C}$   
 $T_2 = \text{temperatur panas keluar} = 12 \text{ °C}$   
 $t_1 = \text{temperatur dingin masuk} = 6 \text{ °C}$   
 $t_2 = \text{temperatur dingin keluar} = 12 \text{ °C}$

Maka,

$$\begin{aligned}
 LMTD &= \frac{(29-12)-(12-6)}{\ln\left(\frac{29-12}{12-6}\right)} \\
 &= -7 \text{ °C}
 \end{aligned}$$

❖ Luas Selubung (A)

$$Q = U \times A \times LMTD \dots\dots\dots(19)$$

Dimana :

$$U = 500 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ (18)}$$

Maka

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD} = \frac{1.226 \text{ kW}}{3,5 \text{ kW/m}^2} = 350 \text{ m}^2 = 1148 \text{ ft}$$

❖ Menghitung jumlah tabung ( $n_t$ )

$$n_t = \frac{A}{\pi d_o L_t} \dots \dots \dots (20)$$

Dimana :

$d_o$  = diameter luar tabung

$L_t$  = panjang tabung

Untuk itu kita harus menentukan terlebih dahulu diameter tabung / pipa dan panjangnya yang akan digunakan. Disini penulis akan mengasumsikan pipa yang akan digunakan 1 inci (25,4 mm) BWG 14 dan panjang 16 ft (4,8 meter).

Maka,

$$n_t = \frac{1148 \text{ ft}}{3,14 \times \frac{1}{12} \times 16 \text{ ft}} = 273$$

Dari hasil di atas merujuk pada standar buku D. Q. Kern (*Process Heat Transfer*) dapat di ambil sesuai dengan shell standar yang terdekat adalah diameter dalam shell 27 inci (700 mm), diameter luar pipa 1 inci (25,4 mm) pada pipa berjarak 1,25 inci (31,75mm).

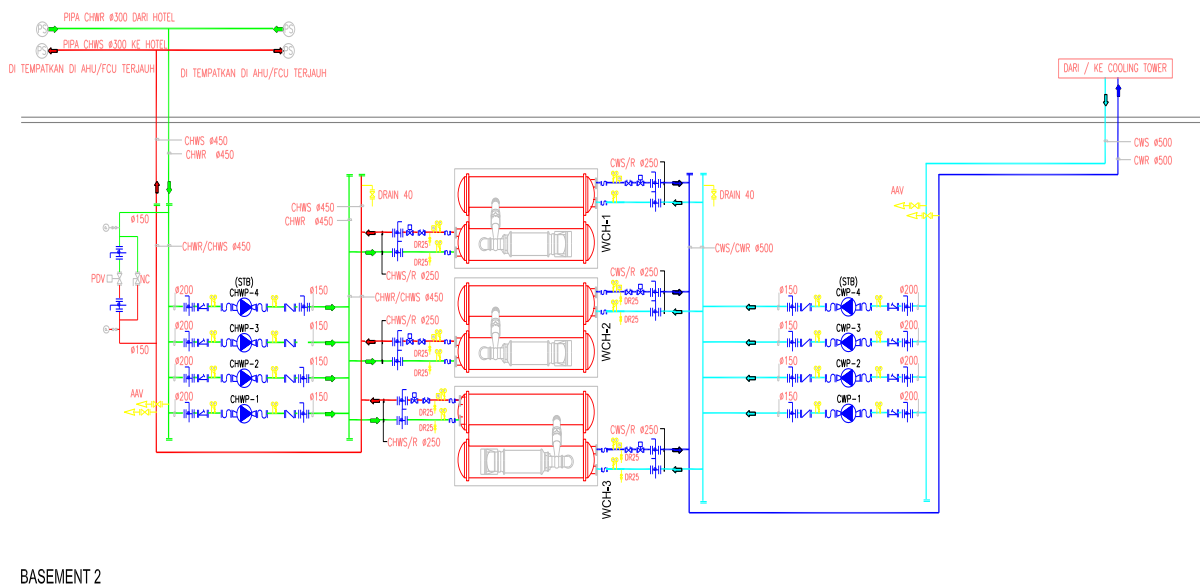
#### 4. KESIMPULAN

Dari seluruh uraian dan perhitungan yang telah dilakukan, dalam perencanaan beban pendingin dan sistem chiller ini dapat kita peroleh kesimpulan diantaranya adalah sebagai berikut :

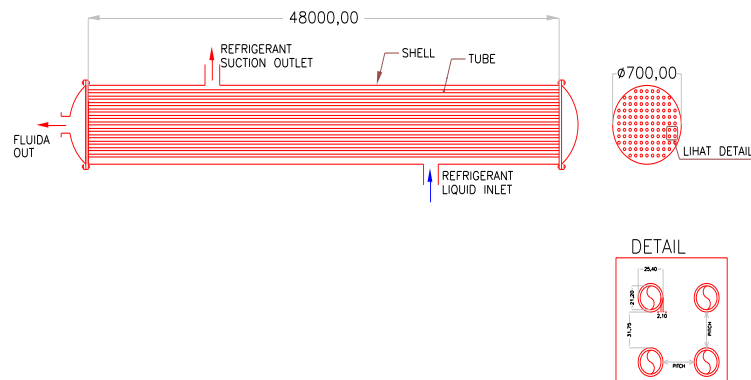
- Total beban pendingin = 24.402.406 BTU/h atau 7.152 kW
- Safety factor 3% = 25.134.478 BTU/h atau 7.366 kW
- Kapasitas evaporasi = 2100 TR
- Unit chiller 3 x @ 700 TR
- Jenis refrigeran R-134a
- Chiller yang digunakan adalah *water cooled chiller*
- Diameter dalam shell 27 inci, diameter luar pipa 1 inci
- Panjang evaporator 4,8 meter

Tabel 4. Data Water Cooled Chiller

Evaporator	
Aliran (gpm)	1680
Temperatur Air Masuk (°F)	54
Temperatur Air Keluar (°F)	43
Kondenser	
Aliran (gpm)	2100
Temperatur Air Masuk (oF)	90
Temperatur Air Keluar (oF)	106
Energi Efisiensi Ratio/ IPLV	0,578
Kompresor	
Daya Kompresor (kW)	314
Tipe	Sentrifugal



Gambar 2. Sistem Pemipaan Water Cooled Chiller



Gambar 3. Evaporator Water Cooled Chiller

#### DAFTAR PUSTAKA

1. Abdurrachman Hasan, Maradu Sibarani, Jones Victor Tuapetel. 2018. Perancangan *Air Conditioning (AC) Sentral* pada Gedung G Institut Teknologi Indonesia. *Jurnal teknik mesin – iti*. 2(2): 35-41.
2. Arlik Sarinda, Sudarti, Subiki. 2017. Analisis Perubahan Suhu Ruang Terhadap Kenyamanan Termal Di Gedung 3 Fkip Universitas Jember. *Jurnal Pembelajaran Fisika*. 6(3): 305-311.
3. ASHRAE. *Handbook Fundamental*. 2005.
4. Badan Meteorologi, Klimatologi Dan Geofisika. <https://www.bmkg.go.id/>. (03 september 2019).
5. Badan Pengawasan Keuangan Dan Pembangunan. 2019. <http://www.bpkp.go.id/dki1/konten/752/Profil-lbukota.bpkp>. (10 Juli 2019).
6. Carrier. *Handbook of Air Conditioning System Design*. United State of America: McGray-Hill Book Company. 1965. Chapter 7.
7. Deni Pradana Putra, M Fajri Hidayat. 2017. Perencanaan Tata Udara Sistem Ducting Ruang Aula Lantai 8 Universitas 17 Agustus 1945 Jakarta. *Jurnal Kajian Teknik Mesin*. 2(1).
8. Hendradinata. 2015. Perencanaan Unit Mesin Pendingin Untuk Kebutuhan Pengkondisian Udara Pada Gedung Rektorat Politeknik Sekayu. *Jurnal Teknologi Pendingin Dan Tata Udara Politeknik Sekayu (Petra)*. 1(1):1-10.
9. Hilal Ahmar. Perpindahan Panas Radiasi. [https://www.academia.edu/25362191/Perpindahan\\_Panas\\_Radiasi](https://www.academia.edu/25362191/Perpindahan_Panas_Radiasi). (15 Juli 2019).
10. Hotel. <https://id.wikipedia.org/wiki/Hotel>. (12 Juli 2019).
11. John Wiley & Sons, Inc. *Mechanical and Electrical Equipment for Buildings, Designing For Heating And Cooling*.
12. PERMENKES NO.1077/MENKES/PER/V/2011.
13. SMACNA HVAC. *System Duct Design, Third Edition U.S & Metric Units*, 1990.
14. SNI 03-6572-2001. Tata Cara Perancangan Sistem Ventilasi Dan Pengkondisian Udara Pada Bangunan Gedung.
15. Wahyu Priatna, Ary Bachtiar Krishna Putra. 2016. Perencanaan Ulang Sistem Pengkondisian Udara Lantai 1 Dan 2 Gedung Surabaya Suite Hotel Di Surabaya. *Jurnal Teknik ITS*. 5(2).
16. Herbert W. Stanford III. *HVAC Water Chillers and Cooling Tower, Fundamentals, Application, and Operation*.
17. Robert W. Serth. *Process Heat Transfer*.
18. Cengel, Y.A. *Introduction to Thermodynamics and heat Transfer, McGraw Hill*. 1997.
19. D. Q. Kern. *Process Heat Transfer, McGraw-Hill Book Company, Int. Ed*. 1965.