

# Studi Experimental Performansi Pendinginan Pada Solid Dry Pad Susunan In-Line Terhadap Variasi Kelembaban Udara

I Made Sukasna, Hendra Wijaksana dan Ketut Astawa  
Jurusan Teknik Mesin Universitas Udayana, Kampus Bukit Jimbaran Bali

## Abstrak

Indonesia merupakan negara beriklim tropis dengan temperature yang cukup tinggi yakni sekitar 30 – 35°C dan dengan tingkat kelembaban relative antara 70%– 80% untuk mendapatkan standar kenyamanan ruangan, yakni 22 °C - 25 °C dengan kelembaban relatif udara (Relative Humidity) 40%-60%. (ASHRAE standart 62 -1989 ASHRAE, Washington DC (1989)) diperlukan sistem pendingin. Dengan permasalahan di atas dibutuhkan mesin pengkondisian udara yang hemat energi dan ramah lingkungan yaitu dew point evaporative cooling. Dew point indirect evaporative cooling merupakan proses pendinginan tanpa mengontakkan langsung udara pada media pendingin. Penelitian ini menggunakan solid dry pad konfigurasi in-line dengan jumlah 20 batang yang berisikan dry ice. Dry ice dimasukkan ke dalam pad dengan panjang pipa 400 mm dengan volume pengisian dry ice 100 %. Pengujian dilakukan untuk mengetahui peforma dew point indirect evaporative cooling sistem, yang meliputi "cooling efficiency, energy efficiency ratio (EER), cooling capacity, dry bulb temperature drop, condensation rate". Variabel yang diukur pada penelitian ini adalah variasi kelembaban dengan Kapasitas Heater 1kW, 1,5kW, dan 2kW. Dari penelitian ini didapat Performansi pendingin SDP yang terjadi akibat variasi kelembaban udara terbaik terdapat pada pemanasan 1,5 kW dengan Relative Humidity =49,4%, Penurunan temperatur ( $\Delta T_{db}$ ) bola kering yang terjadi di setiap variasi kelembaban udara yaitu : kapasitas heater 1 kW dengan  $\Delta T_{db} = 2,325^{\circ}\text{C}$ , kapasitas heater 1,5 kW dengan  $\Delta T_{db} = 3,4^{\circ}\text{C}$ , kapasitas heater 2 kW dengan  $\Delta T_{db} = 3^{\circ}\text{C}$ , Kemampuan SDP dalam menangani beban laten udara paling baik terjadi pada kapasitas heater 2 kW dengan relative humidity = 43,2%

Kata kunci: Dew Point Evaporative Cooling, Variasi Kelembaban, Temperatur

## Abstract

Indonesia is a tropical country with a fairly high temperature of around 30 - 35°C and with a relative humidity level of 70% - 80% to get a standard room comfort, which is 22 °C - 25 °C with relative humidity (40 % Relative Humidity) 40%-60%. (ASHRAE standard 62-1989 ASHRAE, Washington DC (1989)) cooling system is required. With the above problems, an air conditioning machine that is energy efficient and environmentally friendly, dew point evaporative cooling, is needed. Dew point indirect evaporative cooling is a cooling process without direct contact with air on the cooling media. This study uses an in-line solid dry pad configuration with a total of 20 bars containing dry ice. Dry ice is put into a pad with a pipe length of 400 mm with a 100% dry ice filling volume. Testing is done to determine the performance of indirect evaporative cooling system dew point, which includes "cooling efficiency, energy efficiency ratio (EER), cooling capacity, dry bulb temperature drop, condensation rate". The variables measured in this study were variations in humidity with a Heater Capacity of 1kW, 1.5kW, and 2kW. The result of this research is SDP cooling performance which occurs due to the best variation of humidity in the heating of 1.5 kW with Relative Humidity = 49.4%, reduction in dry ball temperature ( $\Delta T_{db}$ ) that occurs in each variation of air humidity, namely: heater capacity 1 kW with  $\Delta T_{db} = 2.325^{\circ}\text{C}$ , heater capacity 1.5 kW with  $\Delta T_{db} = 3.4^{\circ}\text{C}$ , heater capacity 2 kW with  $\Delta T_{db} = 3^{\circ}\text{C}$ , SDP capability in handling air latent loads is best at a capacity of 2 kW heater with relative humidity = 43.2%

Keywords: Dew Point Evaporative Cooling, Humidity Variation, Temperature

## 1. Pendahuluan

Indonesia merupakan negara beriklim tropis dengan temperature yang cukup tinggi yakni sekitar 30 – 35°C dan dengan tingkat kelembaban relative antara 70%– 80% . Dengan keadaan iklim seperti diatas , maka Indonesia dapat dikatakan beriklim panas dan lembab (basah), sehingga dibutuhkan sistem pendingin. Sistem pendingin berbasis kompresor merupakan sistem pendingin yang umum digunakan untuk mencapai standar kenyamanan ruangan. Untuk mengurangi kebutuhan energi listrik untuk pendinginan, kemudian diperkenalkan sistem pendingin evaporative yang rendah kebutuhan energi listriknya.

Secara umum ada dua tipe evaporative cooling, yaitu direct evaporative cooling dan indirect evaporative cooling. Perbedaan dasarnya adalah pada udara keluaran direct evaporative cooling (DEC) kelembabannya meningkat, sedangkan pada indirect evaporative cooling (IEC) kelembabannya konstan karena air pendinginnya tidak berkontak langsung dengan udara. Untuk hal itu, akan dilakukan penelitian tentang sistem pendingin evaporative dengan menggunakan Solid Dry Pad (SDP) sebagai sistem pendingin. Sistem pendinginan ini dapat menurunkan temperature dan kelembaban udara dengan menggunakan lebih sedikit energi input dibandingkan sistem berbasis kompresor.

Berdasarkan penelitian sebelumnya oleh Arief Prasetyo, 2019 diketahui bahwa penggunaan SDP

sebagai pendingin pada dew point cooling sistem menunjukkan penurunan kelembaban relatif udara yang belum begitu signifikan, dengan kelembaban relatif terendah yang dapat dicapai hanya sebesar 84.7%, di sisi lain temperature udara terendah yang dapat dicapai adalah 25.13°C dari temperature udara luar 28.67°C [1]. Sedangkan pada penelitian Made Dwi Mahadi Putra, 2019 dicapai kelembaban relatif terendah pada 83.4%, dengan temperature udara terendah yang dicapai sebesar 23.8°C [2]. Hal tersebut diatas menunjukkan bahwa belum tercapainya tingkat kelembaban relatif yang sesuai standard dan dibutuhkan energi pendinginan yang lebih besar untuk menurunkan tingkat kelembaban udara.

Berdasarkan penjelasan tersebut diatas, maka penulis melakukan penelitian dengan menurunkan tingkat kelembaban udara inlet demi tercapainya tingkat kelembaban relatif yang mendekati standar. Kemudian dianalisa untuk mengetahui pengaruhnya terhadap efisiensi pendinginan dan kapasitas pendinginan sistem SDP tersebut. Penurunan tingkat kelembaban udara inlet ini akan dilakukan dengan memberikan pemanasan awal udara inlet menggunakan heater. Dengan demikian uap air yang terkandung dalam udara akan menguap akibat proses pemanasan yang diberikan oleh heater dan dengan demikian udara inlet akan menjadi lebih kering.

Permasalahan yang dibahas dalam penelitian ini yaitu bagaimana performansi pendingin solid dry pad susunan in-line terhadap variasi kelembaban udara.

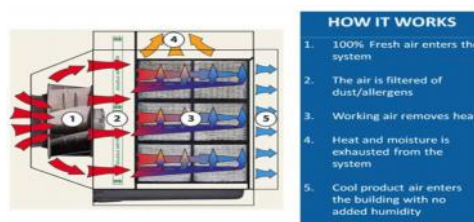
Beberapa batasan ditetapkan dalam penelitian ini meliputi:

1. Temperatur lingkungan dianggap konstan.
2. Saluran udara dianggap terisolasi sempurna.
3. Kecepatan aliran udara sepanjang saluran dianggap konstan.
4. Proses perpindahan panas dan massa akibat bentuk dan susunan pad tidak diperhitungkan.

## 2. Dasar Teori

*Dew Point Evaporativ Cooler* merupakan sebuah mesin pendingin yang menggunakan prinsip *evaporative cooling*. Syarat agar proses pendinginan *dew point evaporative* dapat berlangsung dengan baik adalah kondisi lingkungan yang panas dan kering, yaitu lingkungan yang memiliki suhu tinggi dan temperature bolah basah yang relative rendah. Dibandingkan dengan system pendinginan *refrigerasi*, pendingin *dew point evaporative* jauh lebih murah.

Faktor yang mempengaruhi pendinginan *dew point evaporative cooling* antara lain pertimbangan operasional, posisi ruangan dan orientasi pendinginan, aliran udara melalui *pads* pendingin dan *fan*. Prinsip kerja dari system *dew point evaporative cooling*



Gambar 1. *Indirect Evaporative C*

Menurut Martina Karpiscak (1994), karakteristik bahan *dew point evaporative cooling pad* harus mempunyai

1. Sifat penyerapan yang baik. Dalam hal ini bahan yang dapat menyerap air, bukan bahan yang kedap air.
2. Tidak reaktif terhadap bahan di sekitarnya
3. Lebih kaku pada keadaan lembab.
4. Pori-pori bahan *evaporative cooling pad* tidak terlalu kecil sehingga dapat mengakibatkan penurunan tekanan. [3].

Penggunaan *dry ice* sebagai bahan pengujian *dew point evaporative cooling pad* mempunyai sifat penguapan yang sangat baik, dengan membentuk *dry ice* menjadi kecil berbentuk silinder tanpa pipa pvc akan sangat membantu dalam menguapkan udara menjadi lebih dingin dan tahan lama. *Dry ice* atau es kering merupakan karbondioksida padat.



Gambar 2. Karbon Dioksida Padat (Dry Ice)

Suhu udara nyaman (*thermal comfort*) merupakan rentang temperature dimana manusia merasakan kenyamanan[4]. Lipsmeier (1994) menunjukkan beberapa penelitian yang membuktikan batas kenyamanan (dalam Temperatur Efektif/TE) berbeda-beda tergantung kepada lokasi geografis dan subjek manusia (suku bangsa) yang diteliti seperti pada table di bawah ini :

Tabel 1. Batasan Temperatur Nyaman di Beberapa Negara

Pengarang	Tempat	Kelompok Manusia	Batas Kenyamanan
ASHRAE	USA Selatan (30° LU)	Peneliti	20,5°C - 24,5°C TE
Rao	Calcutta (22°LU)	India	20°C - 24,5°C TE
Webb	Singapura	Malaysia	25°C - 27°C TE
	Khatulistiwa	Cina	
Mom	Jakarta (6°LS)	Indonesia	20°C - 26°C TE
Ellis	Singapura	Europa	22°C - 26°C TE
	Khatulistiwa		

Sumber: *Bangunan Tropis, Georg. Lipsmeier*

Sementara itu, Standar Tata Cara Perencanaan Teknis Konservasi Energi pada bangunan Gedung yang diterbitkan oleh Yayasan LPMB-PU membagi suhu nyaman untuk orang Indonesia atas tiga bagian sebagai berikut.

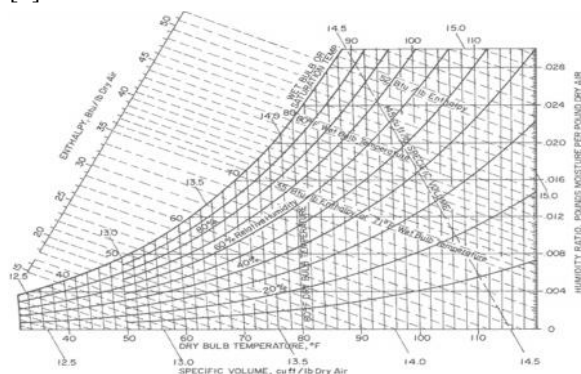
**Tabel 2. Suhu Nyaman Menurut Standar Tata Cara Perancangan pada Gedung**

	Temperatur Efektif (TE)	Kelembaban (RH)
• Sejuk Nyaman Ambang atas	20,5°C - 22,8°C 24°C	50 % 80%
• Nyaman Optimal Ambang atas	22,8°C - 25,8°C 28°C	70%
• Hangat Nyaman Ambang atas	25,8°C - 27,1°C 31°C	60%

Sumber: Basaria (Talarosha. (2005)

Sifat-sifat udara basah terdiri dari temperatur bola kering (*dry bulb temperature*) ( $T_{dB}$ ), Temperatur Bola Basah (*Wet Bulb Temperature*) ( $T_{wB}$ ), Kelembaban spesifik (*spesifik humidity*) ( $w$ ), kelembaban relatif (*relatife humidity*) ( $rh$ ), temperatur *dew – point* ( $T_d$ ), volume spesifik ( $v$ ), dan entalpi udara[5].

Ada beberapa macam diagram yang digunakan dalam praktek teknik pengkondisian udara, namun salah satu yang sering digunakan dan melingkupi banyak sifat udara adalah *psychrometric chart*. Diagram ini juga memiliki akurasi yang masih dapat diterima untuk masalah pengkondisian udara [6].



**Gambar 3. Psychrometric chart.**

Sumber: (Suprianto D.Fandi (2004))

Penurunan temperatur bola kering udara ( $\Delta T_{dB}$ ) dapat didefinisikan sebagai selisih antara temperatur bola kering udara memasuki sistem dengan temperatur bola kering udara keluar sistem [7].

$$\Delta T_{dB} = T_{dB,i} - T_{dB,o} \tag{1}$$

Efektivitas ini dapat didefinisikan sebagai penurunan temperatur bola kering yang dihasilkan dibagi dengan selisih temperatur bola kering dan temperatur bola basah udara yang memasuki sistem [8].

$$\epsilon = \frac{T_{dB,i} - T_{dB,o}}{T_{dB,i} - T_{wB,i}} \tag{2}$$

dimana,

$T_{dB,i}$  =temperatur bola kering udara yang memasuki sistem.

$T_{dB,o}$  =temperatur bola kering udara yang keluar sistem.

$T_{wB,i}$  =temperatur bola basah udara yang memasuki sistem

Kapasitas pendinginan adalah mengukur kemampuan system pendinginan untuk

menghilangkan panas. Kapasitas pendinginan ruangan ( $q_s$ ) dapat dihitung dengan persamaan. Untuk menentukan kapasitas pendinginan *sensible* dapat dihitung dengan persamaan berikut dalam satuan (kW). [9]

$$q_s = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \tag{3}$$

dimana ,

$\dot{m}$  = laju aliran massa udara (kg/s)

$C_p$  = panas spesifik kJ/kg.K

$\Delta T$  = beda temperatur (°K)

Laju pendinginan merupakan kecepatan penurunan temperature oleh system pendingin terhadap ruangan persatuan waktu atau selang waktu tertentu. Laju pendinginan ruangan ( $qr$ ) dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$qr = \dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \tag{4}$$

dimana ,

$\dot{m}$  =massa (kg)

$dT$  = Beda temperature

$C_p$ = Panasspesifikudara kJ/kg.K

$dt$  = Selangwaktu (menit)

Energy efficiency ratio (EER) merupakan hasil bagi antara kapasitas pendinginan sensibel dengan jumlah konsumsi energi pendinginan. (IJTPE Journal, 2009)

$$EER = \frac{Q \rho C_p (T_{dB,i} - T_{dB,o})}{P_t} \tag{5}$$

dimana,

$Q$  = laju aliran volume udara, m<sup>3</sup>/s.

$\rho$  = massa jenis udara, kg/m<sup>3</sup>.

$C_p$  = panas spesifik udara, kJ/kg.K

$P_t$  = konsumsi energi pendinginan, kW

### 3. Metode Penelitian

Peralatan dan bahan yang akan digunakan dalam melakukan percobaan dan penelitian ini terdiri dari : *Fan* atau kipas yang digunakan untuk mengalirkan udara luar untuk melewati solid dry pad, *Thermometer* yang digunakan untuk mengukur temperatur bola kering dan bola basah udara, *Stopwatch* yang digunakan untuk mengukur waktu saat melakukan proses pendinginan, *Manometer* yang digunakan untuk mengukur beda tekanan pada aliran udara, Dry Ice yang digunakan sebagai material pendingin pad, Timbangan yang digunakan untuk mengukur massa total SDP yang telah terisi dry ice sebelum pengujian dan sesudah pengujian untuk mengetahui massa dry ice yang menyublim atau mengetahui berkurangnya massa dry ice setelah pengujian, Anemometer yang digunakan untuk mengukur kecepatan aliran udara pada saluran udara, dan kapas yang digunakan untuk menampung air kondensat yang terkumpul pada solid dry pad.

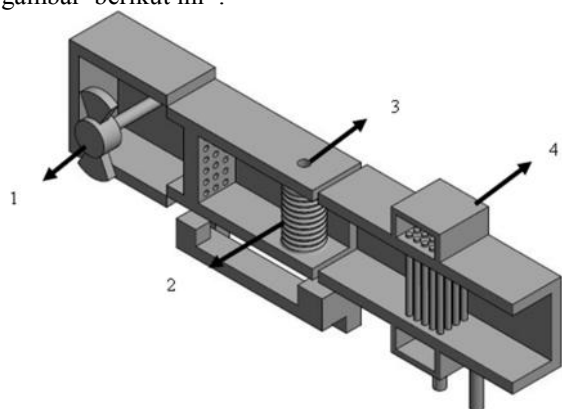
Kelembaban udara yang digunakan dalam penelitian ini akan divariasikan dengan memvariasikan pemanasan udara inlet oleh heater kapasitas 1.0 ; 1.5 ; 2.0 kW, kemudian dicatat TdB

dan TwB outlet heater dan ditentukan kelembaban relatifnya berdasarkan psychrometric chart, didapat variasi kelembaban relative RH1, RH2, RH3.

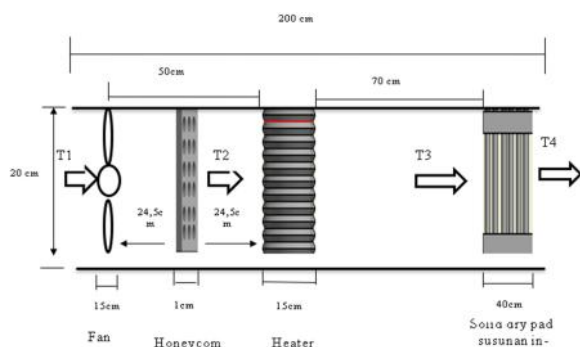
Kelembaban udara I ( heater 1.0 kW ) – RH 1= 63%  
Kelembaban udara II ( heater 1.5 kW ) – RH 2 = 49,4%

Kelembaban udara III ( heater 2.0 kW ) – RH3 = 43,2%

Untuk mempermudah pengujian *dew point cooling system* maka dibuat pemodelan alat seperti gambar berikut ini :



Gambar 4. Desain Dew Point Cooling System



Gambar 5. Model Skematik Pengujian

Keterangan gambar :

- T1 = Temperatur udara masuk Fan
- T2 = Temperatur udara masuk Heater
- T3 = Temperatur udara masuk Pad/keluar Heater
- T4 = Temperatur udara keluar Pad

Pengujian *dew point cooling system* ini dilakukan dengan memvariasikan kecepatan aliran udara masuk, prosentase volume pengisian pipa.

#### 4. Hasil dan Pembahasan

##### 4.1. Data Kapasitas Heater

Dari penelitian yang dilakukan, diambil 3(tiga) variasi kapasitas Heater yaitu :

- a. Kapasitas Heater 1 kW
- b. Kapasitas Heater 1,5 kW
- c. Kapasitas Heater 2 kW

#### 4.2. Data Temperatur

Tabel 3. Data Performa Sistem Pendingin Dengan Menggunakan SDP Kapasitas Heater 1 kW

Time/ Secound	T1(°C)		T2(°C)		T3(°C)		T4(°C)	
	Tdb1	Twb1	Tdb2	Twb2	Tdb3	Twb3	Tdb4	Twb4
15 Menit	28	26	32	30	34,4	28,2	30,4	25,2
30 Menit	28	26	33	30	34,8	28,6	32,4	27,6
45 Menit	28	26	33	30	35,3	29	34	28,6
60 Menit	28	26	33	30	35,6	29,3	34	28,6
Rata- Rata	28	26	32,75	30	35,025	28,775	32,7	27,5

Tabel 3 menunjukkan penurunan temperatur bola kering ( $\Delta T_{dB}$ ) udara. Temperatur bola kering ( $\Delta T_{dB}$ ) udara masuk sistem dengan rata-rata 35,025°C mengalami penurunan temperatur sebesar 2,325°C dengan temperatur bola kering ( $\Delta T_{dB}$ ) udara keluar sistem dengan rata-rata 32,7°C.

Tabel 4. Data Performa Sistem Pendingin Dengan Menggunakan SDP Kapasitas Heater 1,5 kW

Time/ Secound	T1(°C)		T2(°C)		T3(°C)		T4(°C)	
	Tdb1	Twb1	Tdb2	Twb2	Tdb3	Twb3	Tdb4	Twb4
15 Menit	29	27	34	32	39,2	29,6	32,8	26,8
30 Menit	29	27	34	32	39,2	29,6	35,6	28
45 Menit	29	27	34	32	39,3	29,6	37,5	28,7
60 Menit	29	27	34	32	39,6	29,6	37,8	28,9
Rata- Rata	29	27	34	32	39,325	29,6	35,925	28,1

Pada tabel 4 menunjukkan penurunan temperatur bola kering ( $\Delta T_{dB}$ ) udara. Temperatur bola kering ( $\Delta T_{dB}$ ) udara masuk sistem dengan rata-rata 39,325 °C mengalami penurunan temperatur sebesar 3,4°C dengan temperatur bola kering ( $\Delta T_{dB}$ ) udara keluar sistem dengan rata-rata 35,925°C

Tabel 5. Data Performa Sistem Pendingin Dengan Menggunakan SDP Kapasitas Heater 2 kW

Time/ Secound	T1(°C)		T2(°C)		T3(°C)		T4(°C)	
	Tdb1	Twb1	Tdb2	Twb2	Tdb3	Twb3	Tdb4	Twb4
15 Menit	28	27	40	34	41,9	29,5	36,4	27,6
30 Menit	28	27	40	35	42,6	29,9	39,9	28
45 Menit	28	27	41		42,8	29,9	40,9	28,6
60 Menit	28	27	41	35	43,1	33,6	41,2	30,2
Rata- Rata	28	26	40,50°C	34,75	42,6	30,725	39,6	28,6

Tabel 5 menunjukkan penurunan temperatur bola kering ( $\Delta T_{dB}$ ) udara. Temperatur bola kering ( $\Delta T_{dB}$ ) udara masuk sistem dengan rata-rata 42,6°C mengalami penurunan temperatur sebesar 3°C dengan temperatur bola kering ( $\Delta T_{dB}$ ) udara keluar sistem dengan rata-rata 39,6°C

### 4.3 Performansi Pendinginan *Evaporative Cooling*

Penurunan temperatur bola kering udara ( $\Delta T_{dB}$ ) dapat didefinisikan sebagai selisih antara temperatur bola kering udara memasuki sistem dengan temperatur bola kering udara keluar sistem (1).

$$\Delta T_{dB} = T_{dB,i} - T_{dB,o}$$

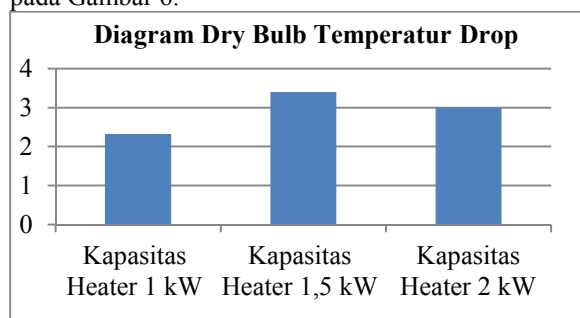
Dry bulb temperatur drop pada evaporative cooling pad dengan rasio pengisian tube 100% Pada Kapasitas Heater 1 kw, 1,5 kw dan 2 kw terhadap dew point cooling system ini dengan hasil sebagai berikut:

$$\Delta T_{dB} = 35,025^{\circ}\text{C} - 32,7^{\circ}\text{C} = 2,325^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{dB} = 39,325^{\circ}\text{C} - 35,925^{\circ}\text{C} = 3,4^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{dB} = 42,6^{\circ}\text{C} - 39,6^{\circ}\text{C} = 3^{\circ}\text{C}$$

Untuk memudahkan perhitungan dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Dry Bulb Temperatur Drop

Efektivitas ini dapat didefinisikan sebagai penurunan temperatur bola kering yang dihasilkan dibagi dengan selisih temperatur bola kering dan temperatur bola basah udara yang memasuki sistem.

$$\epsilon = \frac{T_{dB,i} - T_{dB,o}}{T_{dB,i} - T_{WB,i}} \quad (6)$$

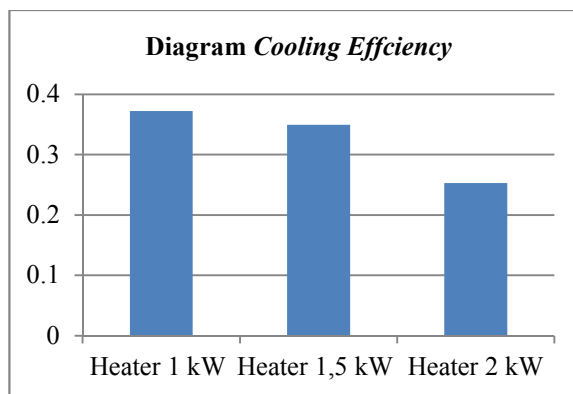
*Cooling Efficiency* pada evaporative cooling pad dengan rasio pengisian tube 100% Pada Kapasitas Heater 1 kw, 1,5 kw dan 2 kw terhadap dew point cooling system ini dengan hasil sebagai berikut:

$$\epsilon = \frac{35,025 - 32,7}{35,025 - 28,775} = 0,372$$

$$\epsilon = \frac{39,325 - 35,925}{39,325 - 29,6} = 0,349$$

$$\epsilon = \frac{42,6 - 39,6}{42,6 - 30,725} = 0,252$$

Hasil di atas dapat dicari dengan cara yang sama seperti persamaan diatas, dengan mengetahui Temperatur keluar heater, temperatur bola basah keluar heater dan temperatur keluar solid dry pad dari system evaporative tersebut. Untuk memudahkan perhitungan dapat dilihat pada Gambar 7.



Gambar 7. Diagram Cooling Efficiency

Kapasitas pendinginan adalah mengukur kemampuan system pendinginan untuk menghilangkan panas. Kapasitas pendinginan ruangan ( $q_s$ ) dapat dihitung dengan persamaan. Untuk menentukan kapasitas pendinginan *sensible*

Dimana :

$$\rho = 1,2 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$V = 11,3 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$CP = 1,03 \text{ (KJ/kg.K)}$$

$$A = a \times b = 20 \text{ cm} \times 20 \text{ cm} = 400 \text{ cm}^2 = 0,04 \text{ m}^2$$

$$Q = V \cdot A = 11,3 \text{ m}^3/\text{s} \times 0,04 \text{ m}^2 = 0,452 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = Q \rho = 0,453 \text{ m}^3/\text{s} \times 1,2 \text{ kg/m}^3 = 0,544 \text{ kg/s}$$

dapat dihitung dengan persamaan berikut dalam satuan (kW).

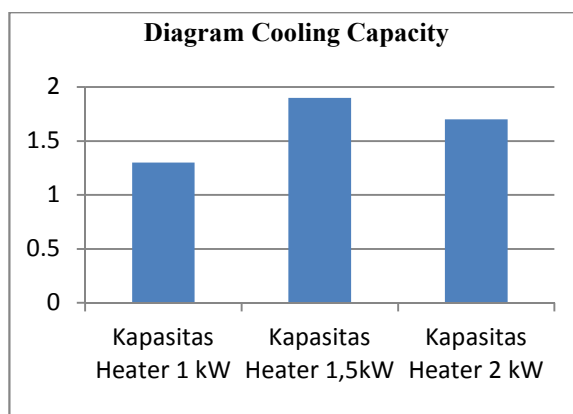
$$q_s = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (7)$$

*Cooling capacity* pada evaporative cooling pad dengan rasio pengisian tube 100% Pada Kapasitas Heater 1 kw, 1,5 kw dan 2 kw terhadap dew point cooling system ini dengan hasil sebagai berikut:

$$q_s = 0,544 \text{ kg/s} \times 1,03 \text{ KJ/kg}^{\text{k}} (2,325^{\circ}\text{C}) = 1,3 \text{ kW}$$

$$q_s = 0,544 \text{ kg/s} \times 1,03 \text{ KJ/kg}^{\text{k}} (3,4^{\circ}\text{C}) = 1,9 \text{ kW}$$

$$q_s = 0,544 \text{ kg/s} \times 1,03 \text{ KJ/kg}^{\text{k}} (3^{\circ}\text{C}) = 1,7 \text{ kW}$$



Gambar 8. Diagram Cooling Capacity

Energy efficiency ratio (EER) merupakan hasil pendinginan sensibel dengan pendinginan.

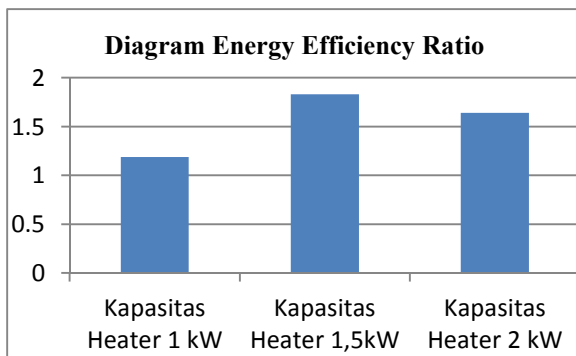
$$\epsilon = \frac{q_s}{\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T} \quad (8)$$

Energy efficiency ratio pada evaporative cooling pad dengan rasio pengisian tube 100% Pada Kapasitas Heater 1 kw, 1,5 kw dan 2 kw terhadap dew point cooling system ini dengan hasil sebagai berikut

$$EER = \frac{0,452 \times 1,2 \times 1,03(35,025 - 32,7)}{0,036 + 1} = 1,188$$

$$EER = \frac{0,452 \times 1,2 \times 1,03(39,325 - 35,925)}{0,036 + 1} = 1,83$$

$$EER = \frac{0,452 \times 1,2 \times 1,03(42,6 - 39,6)}{0,036 + 1} = 1,64$$



Gambar 8. Diagram Energy Efficiency Ratio

Pengembunan atau kondensasi merupakan proses perubahan molekul di dalam keadaan uap (contohnya uap air) yang dengan spontan menjadi cair (contohnya air). Besarnya laju pengembunan (kondensasi) yang terjadi dapat dihitung dengan perbedaan berat kapas sebelum pengujian ( $ma_0$ ) dengan berat kapas sesudah pengujian ( $ma$ ).

$$Er = \frac{(\Delta ma) / \rho_{air}}{t} = \frac{(ma - ma_0) / 1000Kg/m^3 \times 10^3}{t} = (m^3/jam)$$

Tabel 6. Penyerapan Massa Kondensat

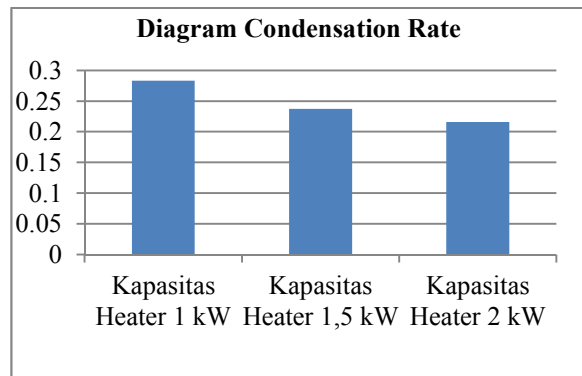
Kapasitas Heater	Waktu (Menit)	Massa awal (kg)	Massa akhir (kg)
1 kW	60	0,045	0,328
1,5 kW	60	0,045	0,282
2 kW	60	0,045	0,261

Condensation Rate pada evaporative cooling pad dengan rasio pengisian tube 100% Pada Kapasitas Heater 1 kw, 1,5 kw dan 2 kw terhadap dew point cooling system ini dengan hasil sebagai berikut:

$$Er = \frac{(0,328 - 0,045) / 1000Kg/m^3 \times 10^3}{1jam} = 0,283m^3/jam$$

$$Er = \frac{(0,282 - 0,045) / 1000Kg/m^3 \times 10^3}{1jam} = 0,237m^3/jam$$

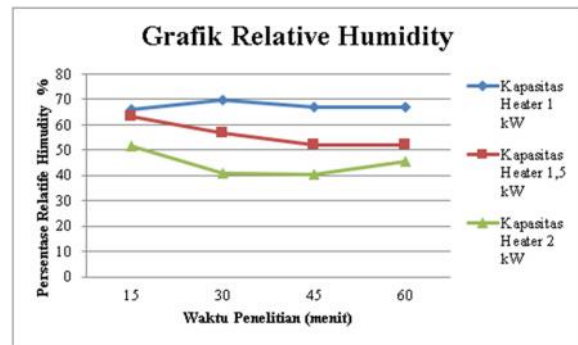
$$Er = \frac{(0,261 - 0,045) / 1000Kg/m^3 \times 10^3}{1jam} = 0,216m^3/jam$$



Gambar 9. Diagram condensation Rate

#### 4.4 Kelembaban *Relative Humidity* (RH) Terhadap Variasi Kelembaban

Dari pengolahan data diatas diperoleh juga data berupa kelembaban udara (RH) dari program psychometric chart. Kelembaban Udara (RH) merupakan kadar uap air yang ada di udara atau rasio antara tekanan uap air actual pada temperatur tertentu dengan tekanan uap air jenuh pada temperatur tersebut.



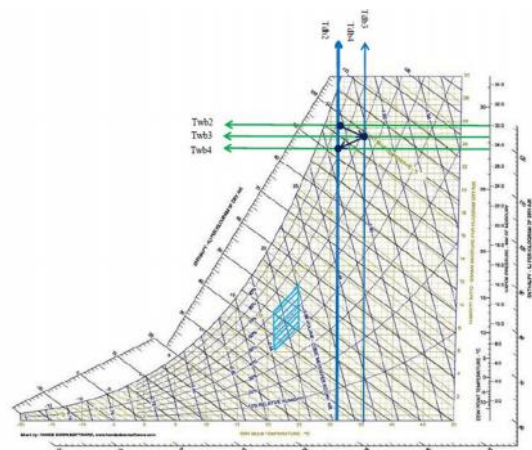
Gambar 10. Grafik Relative Humidity 1kW, 1,5 kW, 2 kW

#### 4.5 Grafik Psychrometri

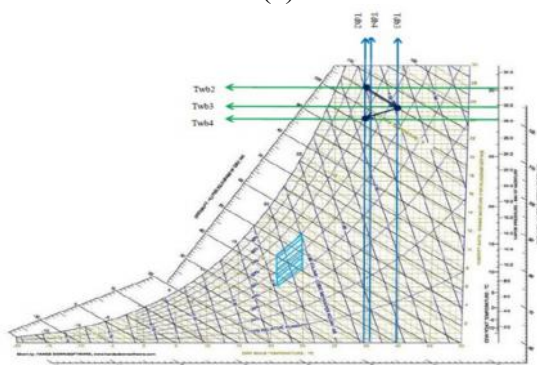
Grafik Psychrometri merupakan grafik untuk mengetahui kajian mengenai sifat-sifat campuran udara dan uap air, dengan mengetahui  $T_{in}$  ( $T_3$ ) dan  $T_{out}$  ( $T_4$ ) untuk memudahkan mencari titik pada diagram psychrometri chart diperlukan tabel sebagai berikut:

Tabel 7. Temperatur Rata-Rata

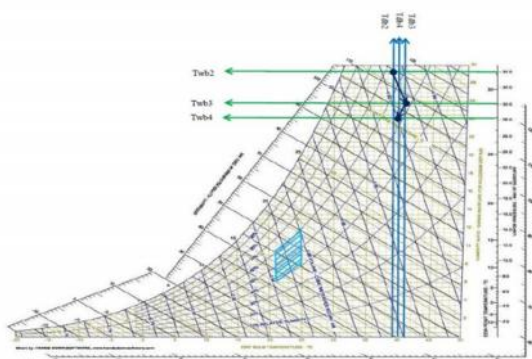
Kapasitas Heater	Waktu	T3(°C)		T4(°C)	
		Tdb3	Twb3	Tdb4	TwB4
1 kW	60 menit	35,025	28,775	32,7	27,5
1,5 kW	60 menit	39,325	29,6	39,6	28,6
2 kW	60 menit	42,6	30,725	39,6	28,6



(a)



(b)



(c)

Keterangan :

- (a) Grafik Psychrometri pada Kapasitas Heater 1 kW, udara mengalami proses pemanasan dan dehumidifikasi, kemudian pendinginan dan dehumidifikasi.
- (b) Grafik Psychrometri pada Kapasitas Heater 1,5 kW, udara mengalami proses pemanasan dan dehumidifikasi, kemudian pendinginan dan dehumidifikasi
- (c) Grafik Psychrometri pada Kapasitas Heater 2 kW, udara mengalami proses pemanasan dan dehumidifikasi, kemudian pendinginan dan dehumidifikasi

Grafik Psychrometri merupakan grafik untuk mengetahui kajian mengenai sifat – sifat campuran udara dan uap air. Grafik psychrometri didapat dari

plot tabel temperature rata – rata pada T 3 dan T 4. Pada gambar diatas merupakan gambar grafik psychrometri pengujian. Dapat dilihat bahwa pada proses pendinginan dew point, udara yang dihasilkan akan mengalami proses pemanasan dan dehumidifikasi kemudian pendinginan dan dehumidifikasi, dimana dapat diartikan bahwa udara yang memasuki sistem dew point akan mengalami peningkatan temperatur pada saat melintasi heater kemudian mengalami penurunan temperatur dan penurunan kandungan uap air pada saat melintasi pad yang berisikan dry ice.

### 5. Kesimpulan

Dari data hasil penelitian yang diambil maka dapat ditarik suatu kesimpulan sebagai berikut:

1. Performansi pendingin SDP yang terjadi akibat variasi kelembaban udara terbaik terdapat pada pemanasan 1,5 kW dengan Relative Humidity =49,4%, jika pemanasan ditingkatkan ke kapasitas Heater 2 kW maka performansinya akan menurun
2. Penurunan temperatur ( $\Delta T_{db}$ ) bola kering yang terjadi di setiap variasi kelembaban udara yaitu : kapasitas heater 1 kW dengan  $\Delta T_{db} = 2,325^{\circ}C$ , kapasitas heater 1,5 kW dengan  $\Delta T_{db} = 3,4^{\circ}C$ , kapasitas heater 2 kW dengan  $\Delta T_{db} = 3^{\circ}C$
3. Kemampuan SDP dalam menangani beban laten udara paling baik terjadi pada kapasitas heater 2 kW dengan relative humidity = 43,2%

### Daftar Pustaka

- [1] Arief Prasetyo, 2019, *Studi Experimental Penggunaan dry Ice Untuk konfigurasi Inline Dengan rasio Pengisian tube 50% terhadap Performansi dew Point Cooling System*, Jurnal Teknik Desain Maekanika, Vol. 8 No 2, pp. 551-556
- [2] Made Dwi Mahadi Putra, 2019, *Studi Experimental Penggunaan Dry Ice Untuk Konfigurasi Inline Dengan Rasio Pengisian Tube 100% Terhadap Performansi Dew Point Cooling System*, Jurnal Teknik Desain Mekanika, Vol 8. No 2, pp. 557-561.
- [3] Martin Karpiscak, & Mary H. Marion, 1994, *Evaporative Cooler Water Use* [journal]. Arizona (USA): The University of Arizona.
- [4] Lippsmeier, Georg, 1994, *Tropenbau Building in the Tropics, Bangunan Tropis (terj.)*, Jakarta: Erlangga
- [5] Basaria Talarosha, 2005, *Menciptakan Kenyamanan Thermal Dalam Bangunan*. Sistem Teknik Industri, Vol.6, pp. 148-149.
- [6] Suprianto, Fandi D., (2004), *Peningkatan Unjuk Kerja Peralatan Air Washer Dan Evaporative Cooler*. p.12

- [7] Putra Toni Dwi, dan Finahari Nurida, 2011, *Pengaruh Perubahan Temperatur Media Pendingin Pada Direct Evaporative Cooler*, Journal Proton, Vol. 3, No.1.
- [8] Harris, Norman C., 1991. *Modern Air Conditioning Practice*. McGraw-Hill, inc.
- [9] Holman J. P., 1986, . *Heat Transfer* . Amerika Serikat: Erlangga

