

Desain Alternatif Sistem Ventilasi Udara pada Ruang Muat Kapal Pengangkut Ternak dengan Menggunakan *Two-wheel Desiccant*

Hadits Shofar Fauzi dan Alam Baheramsyah

Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: alam@its.ac.id

Abstrak—Sebagai sarana transportasi yang memuat makhluk hidup berupa hewan ternak, kapal pengangkut ternak membutuhkan desain sistem ventilasi khusus pada ruang muat guna menjaga agar hewan ternak terhindar dari *heat stress* akibat temperatur dan rasio kelembaban yang tinggi. Salah satu upaya untuk menghindari rasio kelembaban yang tinggi adalah memberikan suplai udara kering dengan menggunakan *desiccant*. Tujuan skripsi ini adalah merencanakan alternatif sistem ventilasi dengan *two-wheel desiccant* melalui analisa perhitungan terhadap penurunan rasio kelembaban udara setelah melewati dua rotor *desiccant* serta pemenuhan kebutuhan alat pemanas dan sistem pendinginnya menggunakan panas gas buang dan air kondensat mesin AC. Dari hasil analisa didapatkan hasil bahwa untuk memberikan suplai udara pada ruang muat sebesar 41221 m³/h, diperoleh spesifikasi dua rotor *desiccant* yang memiliki diameter 2190 mm dengan ketebalan 200 mm untuk menurunkan rasio kelembaban udara luar sebesar 26.1 g_w/kg_{da} menjadi 14.70 g_w/kg_{da}. Temperatur udara hasil dehumidifikasi sebesar 72.8°C akan diturunkan menjadi 26°C dengan menggunakan koil pendingin dan media pendingin lain berupa air kondensat. Penggunaan air kondensat sebagai media pendingin mampu mengurangi beban pendinginan sebesar 18.41 kW dari total kebutuhan pendinginan sebesar 490.63 kW, sedangkan untuk kebutuhan pemanas udara reaktivasi sebesar 412.57 kW akan dipenuhi dengan memanfaatkan daya dari panas gas buang sebesar 440.99 kW.

Kata kunci—Ternak, *Desiccant*, Rasio Kelembaban, Panas Gas Buang, Air Kondensat.

I. PENDAHULUAN

KAPAL pengangkut ternak atau *livestock carrier* merupakan sarana yang vital sebagai penyedia angkutan laut dalam memenuhi kebutuhan ternak dari daerah produsen ke konsumen. Seperti diketahui bahwa kapal jenis ini membawa muatan berupa makhluk hidup. Makhluk hidup tersebut akan berada di dalam ruang muat yang kondisinya tertutup, tanpa ada hubungan dengan lingkungan luar. Dengan demikian maka untuk dapat memenuhi kebutuhan udara bagi hewan – hewan ternak yang diangkut dibuatlah desain ventilasi khusus untuk ruang muat kapal tersebut.

Sistem ventilasi udara alami pada ruang muat kapal pengangkut ternak dianggap kurang efektif karena sistemnya sangat tergantung pada kondisi udara luar terutama untuk temperatur dan kelembabannya [1]. Ketika kondisi udara luar memiliki temperatur dan kelembaban relatif yang tidak

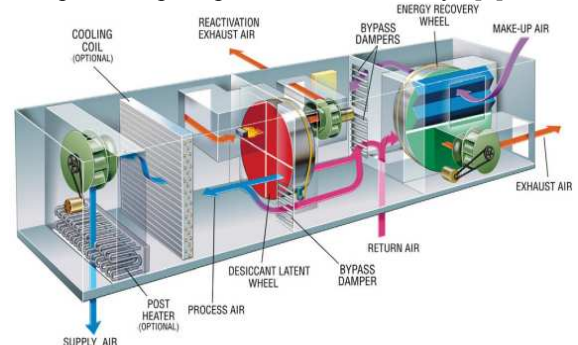
nyaman bila dirasakan oleh hewan ternak yang diangkut maka hewan tersebut dapat mengalami *stress* dan mengganggu kesehatannya. Penggunaan *desiccant dehumidifier* dimaksudkan untuk memberikan suplai udara kering guna mengurangi rasio kelembaban udara pada ruang muat dengan mengacu pada nilai yang disarankan oleh *Temperature Humidity Index* (THI) [2].

Penggunaan *two-wheel Desiccant* (skema desikan dengan dua rotor) memungkinkan udara untuk dikondisikan melalui dua tahap dehumidifikasi dimana udara dari luar sebelum dialirkan ke ruang muat diserap terlebih dahulu kelembabannya oleh matrial *desiccant*, kemudian temperatur keluaran dikondisikan oleh sistem pendingin [3]. Kebutuhan pemanas akan dipenuhi dengan memanfaatkan gas buang *main engine*, sedangkan kebutuhan pendinginan untuk udara hasil dehumidifikasi sebagian akan dipenuhi dengan memanfaatkan air kondensat mesin *Air Conditioner* (AC) sebagai media pendingin.

II. DASAR TEORI

A. *Desiccant Dehumidifier*

Desiccant merupakan salah satu zat higroskopis yang dapat menyerap kelembaban dengan cara menyimpan air di dalam kapiler atau permukaan suatu barang dengan tetap mempertahankan keberadaan molekul air. Zat yang paling umum digunakan sebagai penyusun *desiccant* adalah *silica gel* yang merupakan bentuk dari silica dioksida (SiO₂). Penggunaan *desiccants* pada *dehumidifier* digunakan untuk menarik kelembaban dari udara dengan menciptakan daerah tekanan uap rendah pada permukaan materialnya [4].



Gambar 1. Konfigurasi *two-wheel desiccant*

B. Heat Stress pada Hewan Ternak

Humidity %	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
Temp °F	72	64	65	65	65	66	66	67	67	67	68	68	69	69	69	70	70	71	71
	74	65	66	66	67	67	67	68	68	69	69	70	70	71	71	72	72	73	73
	76	66	67	67	68	68	69	69	70	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75
	78	67	68	68	69	69	70	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75	75	76
	80	68	69	69	70	70	71	72	72	73	74	75	75	76	76	77	78	78	79
	82	69	69	70	70	71	72	73	73	74	75	75	76	77	77	78	79	79	80
	84	70	70	71	72	73	73	74	75	75	76	77	78	78	79	80	80	81	81
	86	71	71	72	73	74	74	75	76	77	78	78	79	80	81	81	82	83	84
	88	72	72	73	74	75	76	76	77	78	79	80	81	81	82	83	84	85	86
	90	72	73	74	75	76	77	78	79	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88
	92	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90
	94	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91
	96	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92
	98	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93
	100	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94
	102	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95
	104	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96
	106	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97
	108	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98
	110	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99

Gambar 2. Matriks Dairy Cow Temperature Humidity Index

Ternak dapat menahan temperatur rendah -37°C tetapi pada temperatur lebih dari 26°C (78°F) dapat menyebabkan *stress* bila dikombinasikan dengan kelembaban udara yang tinggi, pergerakan udara rendah atau sinar matahari langsung [5]. Berdasarkan pemetaan zona *stress* pada *dairy cow temperature humidity index*, *heat stress* mulai terjadi ketika indeks temperatur 72°F pada 45% kelembaban relatif dan menjadi serius pada temperatur diatas 82°F pada 85% kelembaban relatif. Peningkatan temperatur yang mendadak ketika ternak memiliki sedikit waktu untuk beradaptasi, dapat berpotensi mematikan dan dapat menyebabkan dehidrasi yang cepat.

C. Panas Gas Buang

Perhitungan panas gas buang ditentukan dengan mendapatkan estimasi massa gas buang yang diperoleh melalui koreksi terhadap titik optimasi pada kurva *engine load* dan koreksi terhadap kondisi *ambient* serta tekanan gas buang sesuai dengan aturan *engine maker* [6]. Daya yang dihasilkan oleh panas gas buang dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$Q_{\text{exh}} = \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot V_{\text{exh}} \quad (1)$$

Dimana:

Q_{exh} = Daya yang dihasilkan gas buang (kW)

ρ = Massa jenis gas buang (kg/m³)

C_p = Kalor spesifik (kJ/kg.K)

ΔT = Perbedaan temperatur (°C)

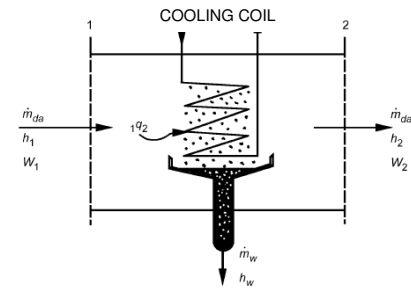
V_{exh} = Kapasitas aliran udara gas buang (m³/s)

D. Beban Panas

Perhitungan beban panas dilakukan dengan menghitung sumber – sumber panas dari ruangan, meliputi panas transmisi (Φ), panas radiasi matahari (Φ_s), panas dari manusia (Φ_p), dan panas lampu penerangan (Φ_L). Estimasi perhitungan dalam menentukan beban panas mengacu pada ISO 7574 : *Ship and Marine Technology – Air Conditioning and Ventilation of Accommodation Spaces*. Total beban panas (Φ_{total}) dapat dihitung berdasarkan persamaan:

$$\Phi_{\text{total}} = \Phi + \Phi_s + \Phi_p + \Phi_L \quad (2)$$

E. Kapasitas Pendinginan



Gambar 3. Skema proses pendinginan

1) Kestimbangan kalor

Awal + Proses = Akhir

$$m_{da} \cdot h_1 + \{(+q + m_w \cdot h_{w1})\} = m_{da} \cdot h_2$$

$$(+q) + (m_w \cdot h_{w2}) = (m_{da} \cdot h_1) - (m_{da} \cdot h_2)$$

$$(+q) + (m_w \cdot h_{w2}) = m_{da} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$q = m_{da} \cdot [(h_1 - h_2) - (m_w \cdot h_{w2})] \quad (3)$$

2) Kestimbangan massa

Awal + Proses = Akhir

$$m_{da} \cdot W_2 + m_w = m_{da} \cdot W_1$$

$$m_w = m_{da} \cdot (W_1 - W_2) \quad (4)$$

III. METODOLOGI PENELITIAN

Secara garis besar tahap pengerjaan desain terbagi menjadi tiga. Tahap pertama adalah merencanakan sistem dehumidifikasi dengan menentukan spesifikasi dari rotor *desiccant* berdasarkan kapasitas udara yang akan disuplai ke dalam ruang muat, kemudian tahap kedua adalah merencanakan sistem pemanas dan pendingin menggunakan alternatif pemenuhan kebutuhan melalui pemanfaatan media pendingin dan pemanas dari peralatan lain, dan langkah terakhir adalah melakukan analisa kesesuaian kondisi desain.

Langkah pertama pengerjaan skripsi ini adalah menentukan skema dan kondisi awal desain sebagai acuan dalam menentukan parameter perhitungan. Selanjutnya yaitu menghitung volume ruang muat kapal berdasarkan gambar rencana umum dan *capacity plan* serta menentukan nilai *air changes per hour* sesuai dengan rekomendasi dari GL Annex 1 *Ventilation*, untuk mendapatkan kapasitas udara yang akan disuplai serta spesifikasi teknis dari rotor *desiccant*.

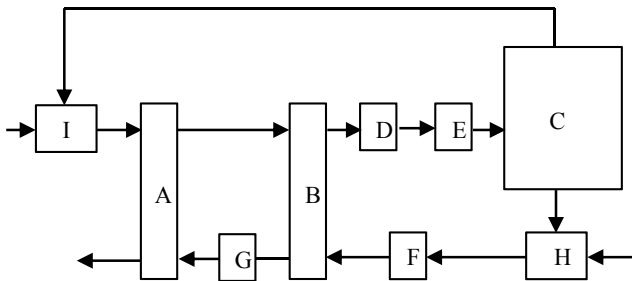
Langkah selanjutnya adalah merencanakan kebutuhan sistem pendingin udara hasil dehumidifikasi dan kebutuhan pemanas udara reaktivasi untuk rotor *desiccant*. Perencanaan kebutuhan sistem pendingin dilakukan dengan menghitung beban pendinginan untuk koil pendingin serta menentukan estimasi kapasitas pendingin yang dapat dihasilkan dengan memanfaatkan media air kondensat mesin AC sebagai pendingin, sedangkan perencanaan pemanas dilakukan dengan menghitung temperatur dan massa gas buang dari *main engine* untuk mendapatkan daya pemanas.

Langkah terakhir adalah melakukan analisa kesesuaian kondisi desain. Analisa dilakukan untuk mengetahui apakah desain yang dirancang mampu mempertahankan kondisi ruang muat berdasarkan jenis muatan yang diangkut. Kesesuaian kondisi ruang muat ditentukan dengan mempertimbangkan parameter udara hasil proses dehumidifikasi dan kaitannya dengan kemampuan pendinginan sebelum disuplai ke dalam ruang muat.

IV. ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

A. Perencanaan Sistem Two-wheel Desiccant

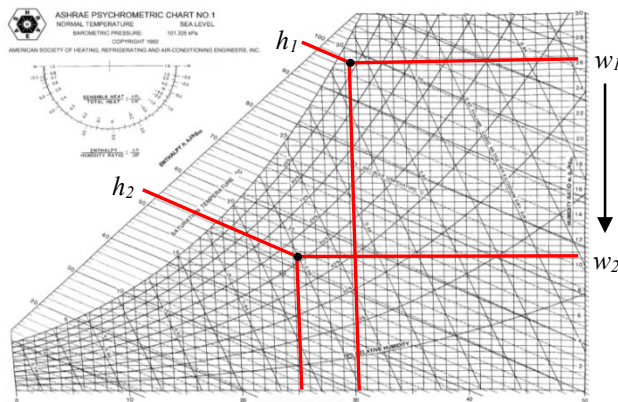
Berikut adalah *flow diagram* desain sistem *two-wheel desiccant* yang digunakan:



Gambar 4. *Flow diagram* sistem *Two-wheel Desiccant* (A,B: Desiccant wheel; C: Ruang Muat; D: Penukar kalor; E: Koil Pendingin; F: Heater 1; G: Heater 2; H,I: Mixed air)

B. Penentuan Kondisi Desain

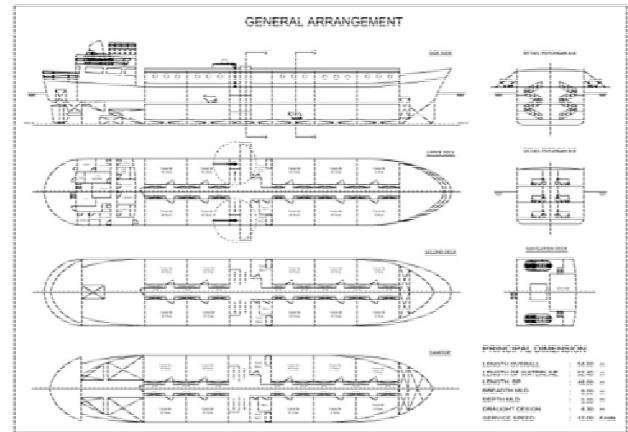
Udara luar pada temperatur 31°C dengan 90% RH (zona stress berat) akan dikondisikan pada temperatur 26°C dengan 50% RH (zona moderate).



Gambar 5. Grafik Psikrometri proses dehumidifikasi ($h_1 = 97.5 \text{ kJ/kgda}$; $h_2 = 54.5 \text{ kJ/kgda}$; $w_1 = 26.1 \text{ g_w/kgda}$; $w_2 = 10.5 \text{ g_w/kgda}$)

Humidity ratio, w_1 sebesar 26.1 g_w/kgda akan diturunkan sampai nilainya mendekati w_2 sebesar 10.54 g_w/kgda . Analisa pengkondisian udara menggunakan *two-wheel desiccant* dilakukan dengan bantuan *desiccant wheel simulation program* untuk mendapatkan spesifikasi *wheel* yang paling sesuai.

C. Perhitungan Kapasitas Udara Ruang Muat



Gambar 6. Rencana Umum Kapal Pengangkut Ternak

Ukuran utama Kapal:

<i>Length overall</i> (Loa)	: 54.6 meter
<i>Length of waterline</i> (Lwl)	: 52.4 meter
<i>Length between perpendiculars</i> (Lpp)	: 48.0 meter
<i>Breadth moulded</i> (B)	: 9.00 meter
<i>Draught Design</i> (T)	: 4.30 meter
<i>Service speed</i> (Vs)	: 12 knot

Total volume ruang muat kapal (*vol.*) berdasarkan data *capacity plan* adalah sebesar 2061.05 m^3 . Sedangkan nilai *air changes per hour* (*n*) berdasarkan Germanischer Lloyd Annex I Ventilation adalah 20 *air changes per hour*. Sehingga kapasitas udara (Q_{air}):

$$Q_{air} = n \times vol.$$

$$= 20 \times 2061.05$$

$$= 41221 \text{ m}^3/\text{h}$$

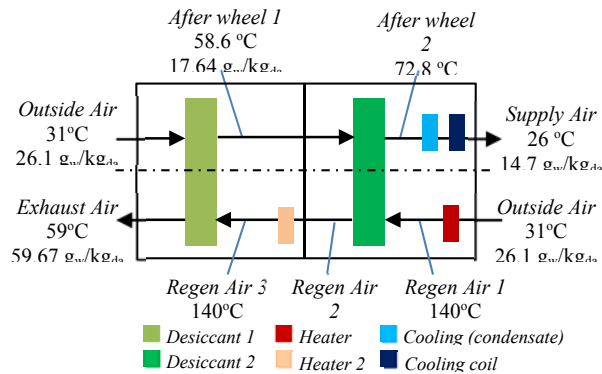
D. Proses Dehumidifikasi

Penentuan spesifikasi dari *rotor desiccant* dilakukan dengan bantuan *Desiccant Wheel Simulation Program*. Diameter *desiccant* dipilih berdasarkan aspek ketersediaan ruang pada ruang akomodasi dan kemampuan menurunkan nilai rasio kelembaban. Parameter input untuk menentukan spesifikasi *desiccant* ditunjukkan pada Tabel 1 berikut:

Tabel 1. Parameter input untuk proses dehumidifikasi

Parameter	Nilai
Process Air Inlet	
<i>Air flow</i>	41221 m^3/h
<i>DB Temperature</i>	31°C
<i>Humidity Ratio</i>	26.1 g_w/kgda
Regen Air	
<i>T react</i>	140°C
<i>R/P Ratio</i>	0.333
Rotor Information	
<i>Desiccant type</i>	WSG
<i>Rotor diameter</i>	2190 mm
<i>Rotor depth</i>	200 mm
<i>Rotor velocity</i>	24 rph

Hasil proses dehumidifikasi menggunakan *desiccant wheel* dengan ukuran 2190 mm x 200 mm ditunjukkan pada Gambar 7.



Gambar 7. Proses dehumidifikasi pada *two-wheel desiccant*

Supply air berada pada temperatur 26°C dengan rasio kelembaban 14.7 g_w/kg_{da}. Nilai tersebut jika diplotkan pada grafik psikrometri berada pada 69.28% RH. Parameter tersebut berada pada indeks 74 (zona *moderate Temperature Humidity Index*), sehingga hasil dehumidifikasi sesuai dengan perencanaan.

E. Perencanaan Kebutuhan Pemanas

Berdasarkan hasil proses dehumidifikasi, diketahui bahwa kebutuhan temperatur pemanasan untuk kedua *rotor desiccant* adalah sebesar 140°C. Aliran udara untuk proses regenerasi dimulai dari *desiccant wheel 2* menuju *desiccant wheel 1*.

Tabel 2. Parameter perencanaan *heater 1*

Parameter	Nilai
Temperatur udara luar (T_i)	31°C
Temperatur udara reaktivasi (T_2)	140°C
Temperatur rata – rata	85.5°C
Kalor spesifik (C_p)	1.0086 kJ/kg.K
Density (ρ)	0.9842 kg/m ³
Laju aliran massa (m)	3.753 kg/s
Daya pemanas ($q_{heater 1}$)	412.57 kW

Tabel 3. Parameter perencanaan *heater 2*

Parameter	Nilai
Temperatur udara luar (T_i)	97.5°C
Temperatur udara reaktivasi (T_2)	140°C
Temperatur rata – rata	118.75°C
Kalor spesifik (C_p)	1.0109 kJ/kg.K
Density (ρ)	0.9007 kg/m ³
Laju aliran massa (m)	3.434 kg/s
Daya pemanas ($q_{heater 1}$)	147.554 kW

Sebagai alternatif pemenuhan kebutuhan pemanas digunakan panas dari gas buang *main engine* sebagai media pemanas udara reaktivasi. Daya yang dihasilkan oleh panas gas buang diperoleh melalui estimasi perhitungan massa dan temperatur gas buang berdasarkan *exhaust gas data* dari *engine project guide* MAN S26MC yang digunakan.

Nominal MCR (L_I), P_{L_I} : 1600 kW (100%)
 n_{L_I} : 250 r/min (100%)

Specified MCR (M),

Optimizing Point (O),

Service Rating (S),

Temperatur udara, T_{air}

Temperatur air pendingin, T_{CW}

Barometer tekanan, p_{bar}

Tekanan gas buang, Δp_M

Massa gas buang, M_{exh}

P_M : 1360 kW (85%)

n_M : 225.0 r/min (85%)

$P_O = P_M$

P_S : 1280 kW (80%)

n_S : 208.9 r/min (80%)

20°C

18°C

1013 mbar

300 mmWC

13538 kg/h \pm 5%

14175 kg/h (+ 5%)

Temperatur gas buang dihitung dengan menggunakan persamaan 2 sehingga diperoleh:

$$T_{exh} = 265 + 7.2 + 0 + 8.8 - 11.7 \pm 15^\circ\text{C}$$

$$= 237^\circ\text{C} + 15^\circ\text{C} = 252^\circ\text{C}$$

$$\text{Massa jenis, } \rho = 1.293 \times \left\{ \frac{273}{273 + T_{exh}} \right\} \times 1.015 \text{ kg/m}^3$$

$$= 1.293 \times 0.52 \times 1.015$$

$$= 0.683 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga kapasitas aliran udara gas buang (V_{exh}),

$$V_{exh} = M_{exh} / \rho$$

$$= 14175 / 0.683$$

$$= 20754 \text{ m}^3/\text{h} = 5.765 \text{ m}^3/\text{s}$$

Daya dari panas gas buang dihitung dengan persamaan 1 sehingga diperoleh:

$$Q_{exh} = 0.683 \times 1 \times (252 - 140) \times 5.765$$

$$= 440.99 \text{ kW}$$

Daya yang dihasilkan oleh panas gas buang sebesar 440.99 kW dapat digunakan untuk memenuhi kebutuhan *heater 1* sebesar 412.57 kW. Sedangkan kebutuhan untuk *heater 2* dipenuhi dengan menggunakan pemanas konvensional.

F. Perhitungan Kapasitas Pendinginan

Berdasarkan proses dehumidifikasi yang telah dilakukan, temperatur udara setelah melewati *desiccant wheel 2* meningkat menjadi 72.8°C. Temperatur udara ini akan diturunkan menjadi 26°C sebelum masuk ke dalam ruang muat. Langkah pertama adalah mencari nilai m_{da} dengan persamaan:

$$m_{da} = \frac{Q}{v_3}$$

Dimana: Q = kapasitas udara (m³/s)
 $= 11.45 \text{ m}^3/\text{s}$

v_3 = volume spesifik pada 72.8°C (m³/kg)
 $= 1.0032 \text{ m}^3/\text{kg}$

Sehingga:

$$m_{da} = \frac{11.45 \text{ m}^3/\text{s}}{1.0032 \text{ m}^3/\text{kg}} = 11.41 \text{ kg}_{da}/\text{s}$$

Kemudian nilai m_{da} dimasukkan ke dalam persamaan 3 sehingga diperoleh:

$$q = m_{da} [(h_3 - h_1) - (w_3 - w_1) \cdot h_{w2}]$$

Dalam persamaan ini, karena kelembaban udara sudah diserap melalui *desiccant*, maka tidak terjadi panas laten, sehingga nilai $w_3 - w_1 = 0$

$$\begin{aligned} q &= m_{da} [(h_3 - h_1)] \\ &= 11.41 [(97.5 - 54.5)] \\ &= 11.41 \times 43 \\ &= 490.63 \text{ kW} \end{aligned}$$

Kebutuhan pendinginan sebesar 490.63 kW akan disuplai dengan koil pendingin sebagai pendingin utama. Untuk mengurangi beban pendinginan tersebut, akan dirancang skema pendingin yang memanfaatkan air kondensat dari mesin AC untuk mendinginkan udara hasil proses dehumidifikasi.

G. Perencanaan Sistem Pendingin

Perencanaan sistem pendingin dimulai dengan menghitung beban panas pada ruang akomodasi untuk menentukan jumlah mesin AC yang akan digunakan, kemudian menentukan estimasi kapasitas air kondensat yang dapat dihasilkan. Setelah memperhitungkan sumber – sumber panas dari ruangan, maka beban panas pada ruang akomodasi dapat ditentukan dengan persamaan 2:

$$\begin{aligned} \emptyset_{total} &= 2867.98 + 28170.34 + 3310.00 + 757.86 \\ &= 35106.18 \text{ Watt} \\ &= 35.11 \text{ kW} \end{aligned}$$

Penentuan temperatur dan kapasitas air kondensat dilakukan dengan melakukan pengukuran secara fisik terhadap satu unit *Air Conditioner* (AC) 1 PK. Hasil pengukuran terhadap laju aliran air kondensat ditunjukkan dalam Tabel 4.

Tabel 4. Hasil pengukuran laju aliran air kondensat

Temperatur Operasional AC (°C)	Volume air kondensat (mL)	Temperatur kondensat (°C)	Waktu (menit)
16	142.5	20	5
20	140	20	5
24	135	21	5

Pada perencanaan ini, ruang akomodasi dikondisikan pada temperatur 24°C sehingga volume air kondensat yang dihasilkan oleh 1 unit AC dalam 5 menit adalah 135 mL. Sehingga kapasitas yang dihasilkan dalam waktu 1 jam adalah:

$$\text{Kapasitas } (Q_{kondensat}) = 135 \times 12 = 1620 \text{ mL/h}$$

Mengacu pada nilai beban panas ruang akomodasi sebesar 35.11 kW, maka jika pemenuhan kebutuhan pendinginan tersebut dipenuhi dengan menggunakan AC split 1 PK

(cooling capacity 2.5 kW), maka jumlah AC yang dibutuhkan adalah:

$$\text{Unit AC Split} = 35.11 / 2.5 \approx 15 \text{ unit}$$

Sehingga, kapasitas yang mampu dihasilkan oleh 15 unit AC adalah:

$$\begin{aligned} Q_{total \text{ air kondensat}} &= 1620 \text{ mL/h} \times 15 = 24300 \text{ mL/h} \\ &= 0.0243 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Air kondensat akan ditampung dalam tangki insulasi selama 24 jam dengan tujuan mendapatkan kapasitas yang lebih besar untuk digunakan sebagai media pendingin udara hasil dehumidifikasi, sehingga volume air kondensat yang direncanakan ($V_{kondensat}$):

$$V_{kondensat} = 0.0243 \text{ m}^3 \times 24 = 0.5832 \text{ m}^3$$

Tangki dirancang dengan insulasi untuk mencegah kenaikan temperatur air di dalam tangki yang disebabkan oleh *heat loss*. Perhitungan nilai *heat loss* dilakukan dengan menghitung koefisien perpindahan panas (U) pada masing – masing permukaan tangki [7]. Hasil perhitungan nilai *heat loss* ditunjukkan dalam Tabel 6.

Tabel 5. Nilai *heat loss* pada permukaan tangki

Surface	U BTU/ft ² h.F	A ft ²	ΔT °F	q BTU/h
Dry wall	0.1200	8.68	19.8	20.6253
Wet wall	0.1693	25.10	19.8	84.1399
Roof	0.1008	15.06	19.8	30.0564
Bottom	0.1728	8.45	19.8	28.9012
Total		57.28		163.7228

Heat loss dalam waktu 24 jam:

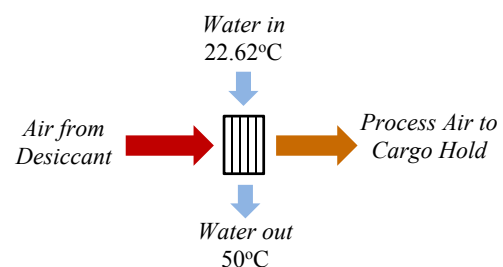
$$\begin{aligned} Q_{24 \text{ jam}} &= Q_{total} \times 24 \\ &= 163.7288 \times 24 \\ &= 3948.9938 \text{ kJ/day} \end{aligned}$$

Jika diketahui:

$$\begin{aligned} m &= 581.917 \text{ kg/day dan } C_p = 4.1816 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C, maka} \\ \Delta T &= \frac{Q}{\dot{m} \times C_p} = \frac{3948.9938}{581.917 \times 4.1816} \\ &= 1.62^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Sehingga temperatur air di dalam tangki adalah:

$$T_{akhir} = 21^\circ\text{C} + 1.62^\circ\text{C} = 22.62^\circ\text{C}$$



Gambar 8. Skema pendinginan menggunakan air kondensat

Maka berdasarkan neraca panas diperoleh:

$$\begin{aligned} q_{he} &= m \times Cp \times (T_2 - T_1) \\ &= 0.161 \times 4.1783 \times (50 - 22.62) \\ &= 18.41 \text{ kW} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diperoleh hasil bahwa penggunaan air kondensat mesin AC sebagai media pendingin untuk udara hasil dehumidifikasi dapat mengurangi beban pendinginan *cooling coil* sebesar 18.41 kW. Nilai tersebut akan semakin besar jika fluida pendingin (air kondensat) dapat disirkulasikan dengan kapasitas yang lebih besar dari nilai kapasitas pada perhitungan.

V. KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan analisa data yang telah dilakukan guna merencanakan sistem ventilasi udara menggunakan *two-wheel desiccant*, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Dari hasil analisa perhitungan terhadap proses dehumidifikasi volume ruang muat sebesar 2061.05 m³ pada 20 *air changes/hour* didapatkan spesifikasi *desiccant wheel* yang paling sesuai dengan diameter 2190 mm dan ketebalan 200 mm.
2. Rasio kelembaban udara luar pada temperatur 31°C sebesar 26.1 g_w/kg_{da} dapat diturunkan menjadi 17.64 g_w/kg_{da} setelah melewati *desiccant wheel* 1 dan nilainya menjadi 14.70 g_w/kg_{da} setelah melewati *desiccant wheel* 2.
3. Untuk memenuhi kebutuhan pemanas *desiccant* sebesar 412.57 kW, digunakan panas gas buang dari *main engine* dengan temperatur sebesar 252°C dan menghasilkan daya sebesar 440.99 kW. Sedangkan penggunaan air kondensat sebagai media pendingin dapat mengurangi beban pendinginan sebesar 18.41 kW dari total kebutuhan pendinginan sebesar 490.63 kW.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Paraya, Lutfi, "Analisa Ventilasi Udara Pada Ruang Muat Kapal General Cargo yang Telah Dikonversi Menjadi Livestock Vessel" Jurnal Ilmiah Teknik Sistem Perkapalan ITS, 2010.
- [2] Yulizar, Yusuf, "Perancangan Sistem Pengkondisian Udara Hemat Energi Dengan Menggunakan Desiccant Untuk Ruang Muat Kapal Pengangkut Hewan Ternak (Livestock Vessel)", Jurnal Teknik Sistem Perkapalan ITS Vol. 4, 2013.
- [3] Rang Tu, Xiao-HuaLiu, Yi Jiang, "Performance Analysis of a Two-stage Desiccant Cooling System", ELSEVIER Journal of Applied Energy 113 (2014) 1562–1574, 2014.
- [4] Harriman, Lewis G., "The Dehumidification Handbook Second Edition", Munters Corporation, Amesbury USA, 2002.
- [5] Organic Agriculture of Canada, "Heat Stress in Ruminants", 2010.
- [6] MAN Diesel, "Project Guide Camshaft Controlled Two-stroke Engine MAN B&W S26MC 6th Edition", Copenhagen, 2009.
- [7] Jimmy D. Kumana, Samir P. Kothari, "Predict Storage Tank Heat Transfer Precisely", Chemical Engineering Magazine, 1982.