



STUDI PERHITUNGAN *HEAT EXCHANGER TYPE SHELL AND TUBE DEHUMIDIFIER* BIOGAS LIMBAH SAWIT UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA BIOGAS

Iriansyah Putra

PT Wiratama Indotech, Bekasi, Jawa Barat

Email: iriansyahputra@gmail.com

Abstrak

Penggunaan alat penukar kalor (*heat exchanger*) semakin banyak digunakan dalam berbagai industri untuk menurunkan dan menaikkan temperatur dalam memenuhi kebutuhan teknis berbagai produk, industri-industri yang menggunakan alat penukar kalor seperti industri kimia, pabrik, gedung perkantoran, rumah sakit, pembangkit listrik (*power plant*). Pada penelitian ini ditentukan penukar kalor *type shell* dan *tube* dengan media pendingin adalah air. Air terlebih dahulu didinginkan oleh unit *chiller*, kemudian disuplai dan bersirkulasi ke *shell* dan *tube* sehingga ketika biogas masuk ke dalam unit *heat exchanger*, temperatur biogas turun dan mendapat temperatur yang dibutuhkan. Dari hasil perencanaan diperoleh kapasitas *heat transfer* yang dilepas air cukup besar dengan kapasitas 25740,29 W/m²C yang melalui 248 *tube* panjang 2000 mm, dengan nilai panas yang dilepas oleh biogas 20122,76 W/m²C dan kecepatannya aliran biogas menjadi laminar karena harus melewati 6 *baffle*. Pada perencanaan sebuah konstruksi STHE harus memperhatikan faktor-faktor korosi dan pekerjaan agar bisa meminimalisir kesalahan pada saat konstruksi

Kata Kunci: Biogas, *dehumidifier*, penukarkalor, PLTBG.

1. Pendahuluan

Penggunaan alat penukar kalor (*heat exchanger*) semakin banyak digunakan dalam berbagai industri untuk menurunkan dan menaikkan temperatur dalam memenuhi kebutuhan teknis berbagai produk. Industri-industri yang menggunakan alat penukar kalor seperti industri kimia, pabrik, gedung perkantoran, rumah sakit dan pembangkit listrik (*power plant*).

Salah satu tipe dari alat penukar kalor yang paling banyak digunakan adalah *Shell and Tube Heat Exchanger*. Alat ini terdiri dari sebuah *shell* silindris di bagian luar dan sejumlah *tube* di bagian dalam, temperatur fluida di dalam *tube* berbeda dengan di luar *tube* (di dalam *shell*) sehingga terjadi perpindahan panas antara aliran fluida di dalam *tube* dan di luar *tube*. Adapun daerah yang berhubungan dengan bagian dalam *tube* disebut *tube side* dan yang di luar disebut *shell side*.

Limbah organik yang dihasilkan dari pertanian dan peternakan ternyata dapat menghasilkan sebuah bioenergi baru yang dapat menggantikan posisi bahan bakar fosil yang selama ini nyaris tidak tergantikan sebagai bahan bakar utama di pembangkit-pembangkit listrik di Indonesia. Salah satu sumber energi alternatif adalah biogas. Gas ini berasal dari berbagai macam limbah organik seperti sampah biomassa, kotoran manusia,

kotoran hewan yang dapat dimanfaatkan menjadi energi melalui proses anaerobik *digestion*.

Trend memanfaatkan limbah/kotoran/sampah sebagai bahan bakar sudah mulai berkembang di Indonesia sebagai salah satu energi alternatif untuk pembangkit listrik. Salah satu sumber energi alternatif tersebut adalah biogas. Dimana biogas banyak dihasilkan dari kotoran, sampah dan sisa-sisa material. Pada kajian ini akan mengkaji pemanfaatan biogas dari limbah sawit yang banyak ditemukan di daerah pulau Sumatra dan Kalimantan.

Untuk menggunakan biogas dari limbah sawit ini dibutuhkan temperatur tertentu dari biogas yang akan disuplai ke unit pembangkit temperatur yang ditentukan harus tercapai tidak boleh lebih atau kurang. Oleh karena itu dibutuhkan unit penukar kalor untuk menciptakan temperatur dari biogas tetap.

Pada penulisan ini ditentukan penukar kalor *type shell* dan *tube* dengan media pendingin air. Air ini terlebih dahulu didinginkan oleh unit *chiller*. Kemudian disuplai dan bersirkulasi ke *shell* dan *tube* sehingga ketika biogas masuk ke dalam unit *heat exchanger*, temperatur biogas akan turun dan mendapat temperatur yang dibutuhkan.

2. Tinjauan Pustaka

2.1 Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor merupakan suatu peralatan dimana terjadi perpindahan panas suatu fluida yang temperaturnya lebih tinggi kepada fluida lain yang lebih rendah. Proses perpindahan panas tersebut dapat dilakukan secara langsung maupun tidak langsung, adapun pembagiannya adalah:

1. Alat penukar kalor langsung. Fluida yang panas akan bercampur secara langsung dengan fluida yang dingin (tanpa adanya pemisah) dalam suatu bejana atau ruangan tertentu.
2. Alat penukar kalor tidak langsung (*indirect contact*) dengan fluida dingin. Jadi, proses pemindahan panas melalui perantara, seperti pipa, pelat dan peralatan jenis lain.

Peralatan yang masuk pada kelompok pertama adalah seperti jet condensor, pesawat *desuper heater* pada ketel, unit *water deaerator* sedangkan pada jenis kelompok kedua adalah condensor, *super heater*, *shell* dan *tube*, *air preheater* dan lainnya.

2.2 Alat Penukar Kalor

Jenis alat penukar kalor dapat diklasifikasikan menjadi:

1. Klasifikasi berdasarkan perpindahan panas
 - a. Tipe kontak langsung
 - b. Tipe kontak tidak langsung
2. Klasifikasi berdasarkan jumlah fluida yang mengalir
 - a. Dua jenis fluida
 - b. Tiga jenis fluida
 - c. N-jenis fluida (N lebih dari tiga)
3. Klasifikasi berdasarkan kompaknya permukaan
 - a. Tipe penukar kalor yang kompak
Density luas permukaannya $> 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$
 - b. Tipe penukar kalor tidak kompak
Density luas permukaannya $< 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$
4. Klasifikasi berdasarkan mekanisme perpindahan panas
 - a. Konveksi, satu *phase* pada kedua sisi alirannya
 - b. Konveksi pada satu sisi aliran dan pada sisi yang lainnya terdapat 2 cara konveksi aliran.
 - c. Kombinasi antara konveksi dan radiasi
5. Klasifikasi berdasarkan konstruksi
 - a. Konstruksi tubular (*shell and tube*)
 - b. Konstruksi tipe pelat (*plate*)
 - c. Konstruksi dengan permukaan diperluas (*Extended Surface*)
 - d. Regenerative
6. Klasifikasi berdasarkan pengaturan aliran
 - a. Aliran dengan satu pass (*single phase*)
 - b. Aliran multipass (*multiphase*)
 - c. *Shell and tube* aliran yang berlawanan
 - d. Multipass plat

Berdasarkan standar *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA) terdapat 3 (tiga) macam kelas alat penukar kalor:

1. Alat penukar kalor kelas "R", yang digunakan pada industri minyak dan yang berhubungan pada proses tersebut.
2. Alat penukar kalor kelas "C", yang umumnya dipergunakan pada keperluan komersial.
3. Alat penukar kalor Kelas "B", yang banyak dipergunakan pada proses kimia

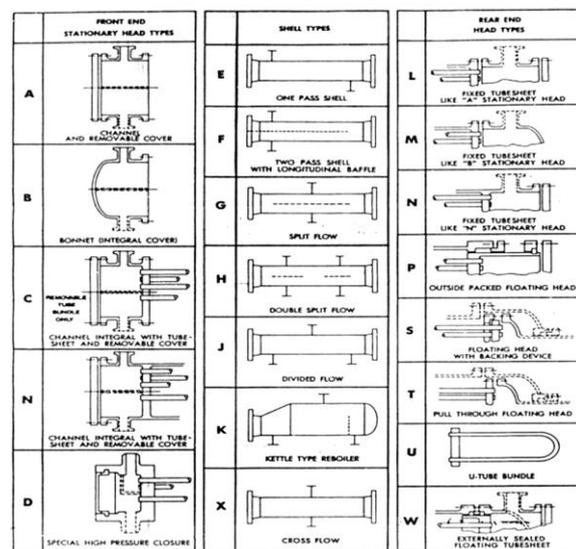
Kelas R, Kelas C dan Kelas B ini semuanya adalah alat penukar kalor yang tidak dibakar (*unfired shell and tube*) tidak sama dengan dapur atau ketel uap.

Di samping pengelompokan di atas, TEMA memberikan tipe lain, seperti:

1. Penukar kalor dengan *fixed tube sheet*
2. Penukar kalor dengan *floating tube sheet*
3. Penukar kalor dengan pipa U (*hairpin tube*)
4. Penukar kalor dengan *fixed tube sheet* dan mempunyai sambungan ekspansi (*expansion joint*) pada shellnya.

Standar TEMA juga mengklasifikasikan alat penukar kalor menurut tipe *stationary head*, *shell* dan *rear head* ke dalam tiga kode huruf, yaitu:

1. Huruf pertama: A, B, C, N dan D
Menunjukkan tipe ujung muka
2. Huruf kedua: E, F, G, H, J, K dan X
Menunjukkan tipe *shell*
3. Huruf ketiga: L, M, N, P, S, T dan W
Menunjukkan tipe ujung belakang



Gambar 2.1 Standar TEMA berdasarkan tipe alat penukar kalor (sumber: Tunggul M. Sitompul: 1991)

2.3 Aliran Fluida dan Distribusi Temperatur Pada Alat Penukar Kalor

Apabila ditinjau aliran fluida pada alat penukar kalor, maka dapat dibagi 3 macam aliran yaitu:

1. Aliran sejajar (*parallel flow*)

2. Aliran berlawanan (*counter flow*)
3. Aliran kombinasi

Aliran fluida di atas terjadi pada alat penukar kalor konstruksi *shell and tube* dan sering disebut *tubular exchanger equipment* sedangkan pada kelompok yang kontak langsung tidak ada pengelompokan jenis aliran.

Aliran dan Distribusi Temperatur Alat Penukar Kalor yang Langsung

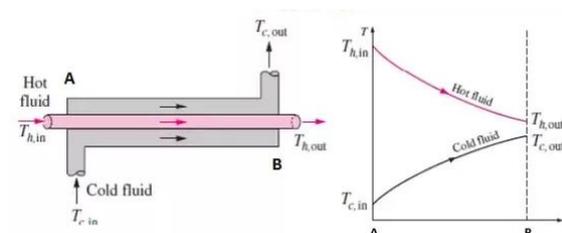
Pada alat penukar kalor jenis ini, temperatur akhir fluida panas dan dingin menjadi sama karena kedua jenis fluida tersebut akan membentuk campuran keluar dari alat penukar kalor. Ini berarti panas yang diberikan oleh fluida panas betul-betul diterima secara utuh oleh fluida dingin, tanpa ada kerugian panas. Umumnya media panas yang digunakan uap basah dan air sebagai media pendingin.

Dengan demikian uap basah tersebut akan terkondensasi dengan melepas panas latennya. Ini disebabkan karena uap basah dengan tekanan rendah akan mempunyai panas laten yang lebih tinggi (besar) dibandingkan dengan uap bertekanan tinggi.

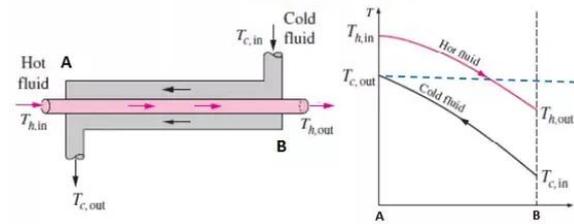
Aliran dan Distribusi Temperatur Alat Penukar Kalor Tidak Langsung

Jenis alat penukar kalor ini berfungsi sebagai pemisah antara fluida panas dengan fluida dingin. Untuk pertimbangan menentukan fluida mana yang mengalir dalam *tube*. Seperti yang ditinjau pada pusat Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), air dingin temperatur rendah mengalir melalui *tube* dan uap bebas di luar *tube* (*shell*).

Alat penukar kalor tipe aliran sejajar memiliki arah aliran dari dua fluida yang bergerak secara sejajar. Kedua fluida masuk dan keluar pada sisi penukar panas yang sama. Temperatur fluida yang memberikan energy akan selalu lebih tinggi disbanding temperature fluida yang menerima sejak memasuki alat penukar kalor hingga keluar. Temperatur fluida yang menerima kalor tidak akan pernah mencapai temperature fluida yang memberikan kalor.



Gambar 2.2 Distribusi temperatur-panjang (luas) pipa pada alat penukar kalor dengan aliran parallel 1-1 pas.

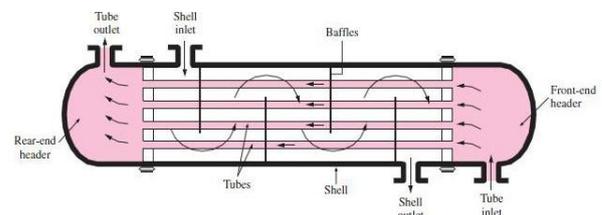


Gambar 2.3 Distribusi temperatur-panjang (luas) pipa pada alat penukar kalor dengan aliran berlawanan 1-1 pas

Alat penukar kalor tipe aliran berlawanan, memiliki arah aliran yang berlawanan. Perpindahan kalor terjadi antara satu ujung bagian yang panas dari kedua fluida dan juga bagian yang paling dingin. Temperatur keluar fluida dingin dapat melebihi temperature keluar fluida panas.

2.4 Alat Penukar Kalor *Shell and Tube*

Alat penukar kalor tipe ini adalah salah satu jenis alat penukar kalor yang menurut konstruksinya dicirikan adanya sekumpulan *tube* yang dipasangkan di dalam *shell* berbentuk silinder di mana dua jenis fluida yang saling bertukar kalor mengalir secara terpisah, masing-masing melalui sisi *tube* dan sisi *shell*. Alat penukar kalor tipe ini sering digunakan di industry kimia. Satu fluida mengalir di dalam pipa, sementara fluida lain dialirkan dalam *shell*. Agar aliran dalam *shell* turbulen dan untuk memperbesar koefisien perpindahan panas konveksi, maka pada *shell* dipasang penghalang (*baffle*).



Gambar 2.4 Alat penukar kalor tipe *Shell and tube 1 phase*

2.5 Perancangan Alat Penukar Kalor tipe *Shell and Tube*

Sebelum mendisain alat penukar kalor, dibutuhkan data dari laju aliran (*flow rate*), temperature masuk dan temperature keluar, dan tekanan operasi kedua fluida. Data ini dibutuhkan terutama untuk fluida gas jika densitas gas tidak diketahui. Untuk fluida berupa cairan (*liquid*), data tekanan operasi tidak terlalu dibutuhkan karena sifat-sifatnya tidak banyak berubah apabila tekanannya berubah.

Jika panas yang dilepaskan besarnya Q persatuan waktu, maka panas itu diterima oleh yang dingin sebesar Q pula.

Kemampuan menerima panas dipengaruhi 3 hal:

1. Koefisien perpindahan panas secara keseluruhan (*the overall heat transfer coefficient*)
2. Luas perpindahan panas dinyatakan dengan A

3. Perbedaan temperatur rata-rata dinyatakan dalam ΔT_{lm}

Hubungan antara besaran itu adalah:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (1)$$

Sebelum menentukan luas permukaan kalor (A), maka terlebih dahulu ditentukan nilai dari LMTD. Hal ini berdasarkan selisih temperatur dari fluida yang masuk dan keluar dari kalor.

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{T_{max} - T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (2)$$

Langkah selanjutnya adalah menghitung jumlah luas permukaan perpindahan panas memperkirakan jumlah *tube* (N_t) terdapat dalam tabel, maka digunakan dengan menggunakan rumus:

$$A = N_t(\pi D_0)L \quad (3)$$

Penurunan Tekanan pada Sisi Tube

Besarnya penurunan tekanan pada *tube side* alat penukar kalor telah diformulasikan, persamaan terhadap faktor gesekan dari fluida yang dipanaskan atau yang didinginkan di dalam *tube*.

$$\Delta P_t = \frac{F \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5.22 \cdot 10^{10} D \cdot S \cdot \phi_t} \quad (4)$$

2.6 Biogas Sebagai Sumber Energi Alternatif

Biogas merupakan sebuah proses produksi gas bio dari material organik dengan bantuan bakteri. Proses degradasi material organik ini tanpa melibatkan oksigen disebut anaerobik *digestion* gas yang dihasilkan sebagian besar (lebih 50%) berupa metana. Material organik yang terkumpul pada digester (reaktor) diuraikan menjadi dua tahap dengan bantuan dua jenis bakteri.

Tahap pertama material organik akan didegradasi menjadi asam lemak dengan bantuan bakteri pembentuk asam. Bakteri ini akan menguraikan sampah pada tingkat hidrolisis dan asidifikasi. Hidrolisis yaitu penguraian senyawa kompleks atau senyawa rantai panjang seperti lemak, protein, karbohidrat menjadi senyawa yang sederhana. Sedangkan asidifikasi yaitu pembentukan asam dari senyawa sederhana. Setelah material organik berubah menjadi asam, maka tahap kedua dari proses anaerobik *digestion* adalah pembentukan gas metana dengan bantuan bakteri pembentuk metana seperti *methanococcus*, *methanosarcina* dan *methanobacterium*.

Biogas sebagian besar mengandung gas metana (CH_4) dan karbon dioksida (CO_2), dan beberapa kandungan yang jumlahnya kecil diantaranya hidrogen sulfida (H_2S) dan ammonia (NH_3) serta hidrogen (H_2) dan nitrogen yang kandungannya sangat kecil. Energi yang terkandung dalam biogas tergantung dari konsentrasi metana (CH_4). Semakin tinggi kandungan metana maka

semakin besar kandungan energi (nilai kalor) pada biogas, dan sebaliknya semakin kecil kandungan metana semakin kecil nilai kalor. Kualitas biogas dapat ditingkatkan dengan memperlakukan beberapa parameter yaitu: menghilangkan hidrogen sulphur, kandungan air dan karbon dioksida (CO_2).

3. Metode Penelitian

Alat penukar kalor tipe *shell and tube* dapat digunakan dalam industri atau dalam unit pembangkit tenaga uap (*steam power station*) maka harus ditelaah dari segi mekanikal dan segi fluida dalam *shell* atau *tube*.

3.1 Penelaahan Aspek Mekanikal

Penelaahan aspek mekanikal pada alat penukar kalor ini sangat luas meliputi:

1. *Shell*
2. *Head Stasioner*
3. *Rear and head*
4. *Baffle*
5. *Tube layout*
6. *Tube pitch*
7. *Tube*
8. *Pass of Flow*
9. *Nossel*
10. *Drain and Venting*

3.2 Penelaahan Fluida dalam Shell atau Tube

Untuk penelaahan fluida dalam *shell* dan *tube* dilakukan evaluasi berbagai faktor disamping memperhatikan tipe alat penukar panas, ada faktor yang harus diperhatikan untuk menentukan jenis fluida dalam *tube* dan di luar *tube*, yaitu:

1. Kemampuan untuk dibersihkan (*cleanability*)
2. *Corrosion*
3. Tekanan kerja
4. Temperatur
5. Fluida berbahaya
6. Jumlah aliran fluida
7. Viskositas

3.3 Penggunaan Standar dalam Studi

Adapun standar mencakup permasalahan desain, pembuatan, pemilihan material konstruksi, pengujian *shell and tube*, *seat* dan *support*, *floating head*, saluran *nossel*, pelat *tube* dan lain-lain.

Standar mengenai alat penukar kalor (*heat exchanger*) menggunakan standar TEMA, namun juga tidak hanya mengacu pada TEMA juga mengikuti standar yang berlaku secara umum. Biasanya dipergunakan standar dari Amerika seperti ASME, API, ASTM dan lain-lain.

3.4 Pengumpulan Data Teknis untuk Kajian dalam Studi

Dalam merancang dan melakukan studi perencanaan alat penukar kalor tipe *shell and tube*

membutuhkan beberapa data teknis kebutuhan lapangan, diantaranya adalah:

1. Data teknis perencanaan temperatur inlet dan outlet dari biogas yang akan dibutuhkan
2. Layout ruangan / lokasi penempatan alat penukar kalor nantinya sehingga bisa disesuaikan dimensi alat penukar kalor dengan lokasi
3. Data *bill of material*

Design Process Information									
TEMA Classification Head : B E H			Orientation : Horizontal			HE Configuration : 1 Parallel Series			
SurfUnit (GrossEff) : 14.69 / 14.12 m2			HE Configuration : 1			Series			
No. Shell / Unit : 1			Process Performance Information						
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side				
Fluid Name		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet				
Fluid Quantity, Total		Biogas in			Cooling Water in				
Liquid (In/Out)		673.002			1532.16			1532.16	
Vapor (In/Out)		4.8727			1532.16				
Temperature (In/Out)		673.002	668.129	7	12				
Specific Gravity (In/Out)		35	1.0176	1.0234	1.0153				
Viscosity (In/Out)		0.0131	0.0122 V/L 1.2319	1.5713	1.2219				
Specific Heat (In/Out)		1.36	1.3287 V/L 4.316	4.3237	4.3234				
Thermal Conductivity (In/Out)		0.027	0.0244	0.5762	0.5951				
Velocity		3.15			5.87E-03				
Inlet Pressure		105.002			105.002				
Pressure Drop, Allow/Calc		0.832			0.517				
Heat Exchanged kW		9.2			9.5			Flow Rate m3/hr : 1.51	
Transfer Rate, Service		67.58 W/m2-K			68.5 W/m2-K			Actual : 68.5 W/m2-K	
Design Information									
Code : ASME Section VIII Division 1			Dimension						
Operating Temperature : 35 °C			Nom. Diameter (ID Shell) : 380 mm						
Design Temperature : 60 °C			Length (s / s) : 2 m						
Operating Pressure : 101.3 kPa			Nom. Volume (New) Shell : TBD (l/s)						
Design Pressure : 1034.2 kPa			Tube : TBD (l/s)						
Corr Allowance : 1.5 mm			Thickness						
Inside			Shell, Front/Rear Ch. : TBD mm						
Outside			Front/Rear Head : TBD mm						
Joint Efficiency : 70%			Tubes : TBD mm						
Hydrotest Pressure : kPa									

Gambar 3.1 *Datasheet technical* perencanaan alat penukar kalor tipe *shell and tube*.

3.5 Penggunaan Aplikasi Microsoft Excel dalam Perhitungan

Analisa perencanaan alat penukar kalor tipe *shell and tube* akan menggunakan aplikasi bantu yaitu Microsoft Excel untuk memudahkan analisa dan membuat variasi perencanaan disesuaikan dengan area penempatan produk.

Preliminary Heat Exchanger Design (S.I. units)
Estimation of Heat Transfer Area Needed

Inputs	Calculations
Fluid, mass flow Rate, $m_1 = 11.300$ kg/hr	Overall heat transf. coeff. estim., $U = 2448$ kJ/h-m ² -K
Fluid, temp. in, $T_{1in} = 90$ °C	Heat Transfer Rate, $Q = 1.050.900$ kJ/hr
Fluid, temp. out, $T_{1out} = 60$ °C	Log Mean Temp Diff, $\Delta T_{lm} = 44.8$ °C
Fluid, sp. heat, $C_{p1} = 3.1$ kJ/kg-°C	Heat Transfer Area, $A = 9.58$ m ²
Fluid ₂ temp. in, $T_{2in} = 10$ °C	Fluid ₂ mass flow rate, $m_2 = 6270$ kg/hr
Fluid ₂ temp. out, $T_{2out} = 50$ °C	
Fluid ₂ sp. heat, $C_{p2} = 4.2$ kJ/kg-°C	
Overall heat transf. coeff. estim., $U = 680$ kJ/h-m ² -K	
Equations used for calculations:	
$Q = \pm (m_1)(C_{p1})(T_{1in} - T_{1out})$	
$Q = \pm (m_2)(C_{p2})(T_{2in} - T_{2out})$	
$\Delta T_{lm} = [(T_{1in} - T_{2out}) - (T_{1out} - T_{2in})] / \ln[(T_{1in} - T_{2out}) / (T_{1out} - T_{2in})]$	
$Q = UA \Delta T_{lm}$	

Gambar 3.2 Aplikasi Microsoft Excel untuk perhitungan alat penukar kalor.

Aplikasi Microsoft Excel sangat mudah digunakan dan akan diinput persamaan-persamaan yang dibutuhkan dalam *sheet* Microsoft Excel.

3.6 Studi Literatur

Dalam hal ini penulis melakukan pencarian data literatur baik melalui internet, *textbook*, dokumentasi, jurnal ilmiah, dan sebagainya yang berhubungan dengan masalah perencanaan alat penukar kalor tipe *shell and tube* untuk pembangkit listrik tenaga biogas.

4. Hasil dan Pembahasan

4.1 Datasheet Perencanaan

Untuk merancang sebuah unit *heat exchanger shell and tube* dibutuhkan *datasheet technical* sebagai dasar untuk menentukan kapasitasnya. Kebutuhan pada perencanaan ini untuk biogas limbah sawit POME.

Design Process Information									
TEMA Classification Head : B E H			Orientation : Horizontal			HE Configuration : 1 Parallel Series			
SurfUnit (GrossEff) : 14.69 / 14.12 m2			HE Configuration : 1			Series			
No. Shell / Unit : 1			Process Performance Information						
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side				
Fluid Name		Inlet	Outlet	Inlet	Outlet				
Fluid Quantity, Total		Biogas in			Cooling Water in				
Liquid (In/Out)		673.002			1532.16			1532.16	
Vapor (In/Out)		4.8727			1532.16				
Temperature (In/Out)		673.002	668.129	7	12				
Specific Gravity (In/Out)		35	1.0176	1.0234	1.0153				
Viscosity (In/Out)		0.0131	0.0122 V/L 1.2319	1.5713	1.2219				
Specific Heat (In/Out)		1.36	1.3287 V/L 4.316	4.3237	4.3234				
Thermal Conductivity (In/Out)		0.027	0.0244	0.5762	0.5951				
Velocity		3.15			5.87E-03				
Inlet Pressure		105.002			105.002				
Pressure Drop, Allow/Calc		0.832			0.517				
Heat Exchanged kW		9.2			9.5			Flow Rate m3/hr : 1.51	
Transfer Rate, Service		67.58 W/m2-K			68.5 W/m2-K			Actual : 68.5 W/m2-K	
Design Information									
Code : ASME Section VIII Division 1			Dimension						
Operating Temperature : 35 °C			Nom. Diameter (ID Shell) : 380 mm						
Design Temperature : 60 °C			Length (s / s) : 2 m						
Operating Pressure : 101.3 kPa			Nom. Volume (New) Shell : TBD (l/s)						
Design Pressure : 1034.2 kPa			Tube : TBD (l/s)						
Corr Allowance : 1.5 mm			Thickness						
Inside			Shell, Front/Rear Ch. : TBD mm						
Outside			Front/Rear Head : TBD mm						
Joint Efficiency : 70%			Tubes : TBD mm						
Hydrotest Pressure : kPa									

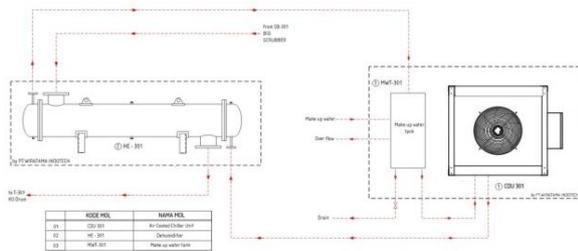
Gambar 4.1 *Datasheet technical* perencanaan alat penukar kalor tipe *shell and tube*.

4.2 Scope Perencanaan Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube

Adapun *scope* perencanaan alat penukar kalor yang direncanakan hanya pada proses penurunan temperatur dan kelembaban dari biogas dengan menggunakan alat penukar kalor sebagai media pendingin dimana media pendingin yaitu air yang telah melalui proses pendinginan melalui unit *chiller*.

Chiller sendiri digunakan untuk mendinginkan air pada suhu yang ditetapkan baru kemudian air yang keluar dari *chiller* akan dialiri masuk ke dalam unit alat penukar kalor dan akan terus menjadi siklus selama sistem kontrol dijalankan.

Siklus distribusi air sebagai media pendingin dapat dilihat dan sesuai dengan gambar 4.2. Berdasarkan desain yang terdapat pada *process and instrumentation diagrams (P&IDs) project*.



Gambar 4.2 *Process and instrumentation diagrams (P&IDs) alat penukar kalor tipe shell and tube.*

Unit *chiller* digunakan untuk mendinginkan air sebelum air masuk ke alat penukar kalor, unit *chiller* direncanakan memiliki kapasitas 10.55 kW dengan temperatur inlet 12°C dan pada outlet memiliki temperatur 7°C sesuai kebutuhan yang tertera pada *datasheet technical*.

Unit *chiller* dioperasikan menggunakan sistem *auto on/off* melalui PLC sistem dari ruang control. Ketika seluruh sistem mulai maka unit *chiller* juga ikut aktif untuk melakukan proses pendinginan air sebagai media pendingin. Air yang didinginkan *chiller* berasal dari tanki utama dan jumlah volume sirkulasi dijaga oleh *floating switch* di tanki *water make up* (MWT).

4.3 Perencanaan Sistem Kerja Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube

Standar biogas dehumidifier terdiri dari gas dingin penukar panas air terpadu dengan air *chiller* kelas industri. *Water chiller* dan semua bagian dibasahi melalui kontak dengan biogas yang diproduksi dari pipa (*tubing*) material *stainless steel*.

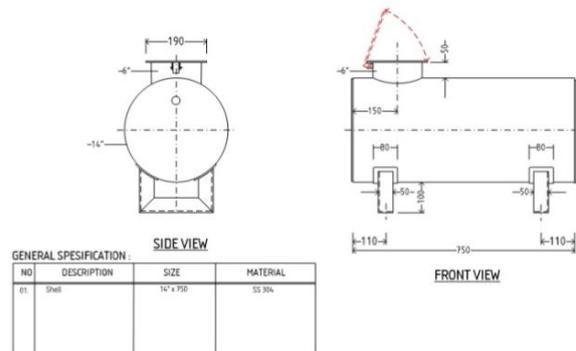
Biogas memasuki *economizer* sebelum didinginkan melalui outlet biogas. Kemudian melewati separator demister, di mana suhu dikurangi lebih lanjut untuk memungkinkan membentuk kondensat. Sebuah alat penukar kalor tipe *shell and tube*, menggunakan *counter* mengalir larutan air untuk mencapai titik embun yang telah ditentukan dan menghapus kondensat sisa yang tinggal di biogas.

Kelembaban relatif dari biogas pada bagian outlet diatur oleh pemanasan kembali melalui *economizer* (penukar gas/panas gas) yang menggunakan biogas inlet untuk memanaskan biogas pintu keluar didinginkan.

4.4 Water Make Up Tank (WMT)

Dalam perencanaan alat penukar kalor ini menggunakan peralatan tambahan untuk menampung air yang akan digunakan mendinginkan biogas.

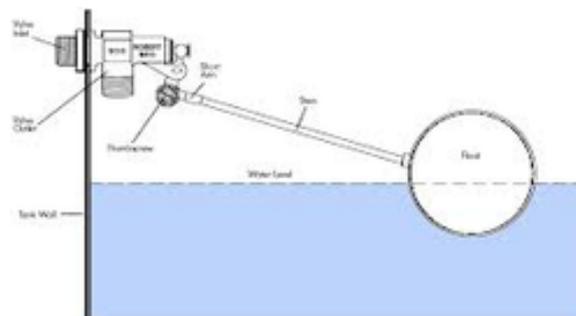
Water Make up Tank (WMT) adalah wadah penampung air yang berfungsi untuk menstabilkan distribusi air pada sistem, sehingga unit *chiller* mendapat pasokan air cukup untuk mendinginkan biogas.



Gambar 4.3 *Unit Water Make up Tank.*

Air merupakan media pendingin biogas pada proses yang terjadi di *heat exchanger* (penukar kalor), pada proses ini air dari tanki utama masuk ke *chiller* untuk mengalami pendinginan sampai temperatur 7°C, air yang dingin ini masuk ke HE melalui *tube* sebagai media pendingin sehingga temperatur biogas turun sampai ke temperatur 12°C.

Untuk menjaga kestabilan sirkulasi air dalam sistem menggunakan *Make Up Water Tank* (MWT) yang nantinya air dari MWT akan dipompa ke unit *chiller* untuk didinginkan dan disirkulasikan ke sistem. Dimana MWT memiliki kapasitas penampungan air 65 liter. Pada MWT ini dilengkapi *flow control* yaitu *water floating valve* (*valve* pelampung) untuk mengontrol level air pada MWT tetap pada level air ideal sehingga volume air tetap terjaga.



Gambar 4.4 *Ilustrasi water floating valve.*

Ketika level air berkurang pada tanki reservoir, secara otomatis *floating valve* akan terbuka dan pompa akan menyala untuk menyuplai kebutuhan air sesuai level air yang dibutuhkan. Setelah level air tercapai *floating valve* akan tertutup dan secara otomatis pompa yang tadinya beroperasi akan mati dan berhenti menyuplai air dan proses ini akan terus berjalan sesuai dengan kebutuhan.

Secara keseluruhan proses operasi bisa dibuat otomatis ataupun manual sesuai kebutuhan, untuk unit *chiller* dan HE terkoneksi dengan sistem kontrol terpusat sehingga ketika semua sistem dinyalakan maka unit *chiller*, unit pompa dan *heat exchanger* akan bekerja secara bersamaan.

Namun perlu diperhatikan sebelum unit *chiller* dan HE mulai bekerja, perlu diperhatikan

ketersediaan air pada reservoir dan *water make up tank* (WMT) sehingga ketika pompa aktif air bisa langsung disirkulasikan ke dalam sistem.

4.5 Kriteria Desain Control dan Keamanan

Untuk menjaga sistem agar aman saat beroperasi, perencanaan unit *chiller* dan *heat exchanger* menggunakan material yang sesuai standart, seperti penggunaan *wire*, PLC dan material bahan elektronik untuk kontrol yang memenuhi standar keamanan.

Pada bagian WMT memiliki *over flow control* untuk mencegah kelebihan pasokan sehingga volume air tetap stabil, pada unit *chiller high and low pressure switch* alat ini digunakan untuk mencegah tekanan dan *flow switch*.

4.6 Pemilihan Material Konstruksi Heat Exchanger Shell and Tube

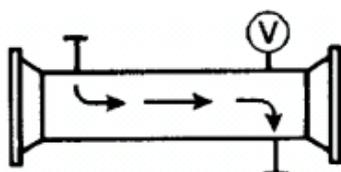
Dalam perencanaan ini yang akan mengalir melalui *shell* adalah biogas limbah sawit yang memiliki proses perubahan fasa kimia. Oleh karena itu, dikhawatirkan akan membuat material mengalami korosi dengan cepat, melihat hal itu maka dipilih material *stainless steel 304*.

Gambar 4.5 Material Properties S 304

Selain *shell* yang menggunakan material *stainless steel 304*, *tube* juga perlu dipertimbangkan faktor korosi dimana *tube* juga akan bersentuhan langsung dengan biogas dan di dalam *tube* dialiri oleh air, maka *tube* akan menggunakan material SS 304.

4.7 Pemilihan Tipe Shell

Dalam perencanaan ini menggunakan *shell and tube 1 phase* dengan menggunakan tipe E.



E : One-Pass Shell

Gambar 4.6 Heat Exchanger Tipe E shell and tube

4.8 Perhitungan dan Analisa

Untuk memudahkan analisa STHE yang dibutuhkan maka digunakan Microsoft Excel untuk melakukan perhitungan. Gambar 4.7 merupakan hasil dari perhitungan. Di mana awal yang diperoleh dari *data sheet* dimasukkan dalam analisa perhitungan dengan menggunakan satuan SI.

PERENCANAAN & PERHITUNGAN
HEAT EXCHANGER TYPE SHELL AND TUBE

Inputs

a. Shell
 Fluid₁ mass flow
 Rate, m₁ = 673 kg/hr
 Fluid₁ temp. in, T_{1in} = 35 °C
 Fluid₁ temp. out, T_{1out} = 12 °C
 Fluid₁ sp. heat, C_{p1} = 1.3 kJ/kg°C
 Diameter Shell (D) = 14 inch = 0.3566 M
 Panjang Shell = 1.978 M
 Heat load = 9.5 kW
 Thermal Conductivity (k) = 0.027 W/m.C
 Viscosity in = 0.0131 mN.s/m²
 Viscosity out = 1.2319 mN.s/m²
 Velocity Desain = 3.15 m/s
 Jarak Baffle (B) = 343.8 mm
 Jumlah Baffle = 6 Pcs

b. Tubes
 Fluid₂ mass flow
 Rate, m₂ = 1532.16 kg/hr
 Fluid₂ temp. in, T_{2in} = 11 °C
 Fluid₂ temp. out, T_{2out} = 7 °C
 Fluid₂ sp. heat, C_{p2} = 4.2 kJ/kg°C
 Diameter tube (D) = 0.75 inch = 19.05 mm
 Fitch antar tube (p) = 20.8 mm
 Panjang tube = 2000 mm
 Jarak Bebas antar tube (C) = 1.6 mm
 Viskositas air in, μ_{in} = 1.6713 mN.s/m²
 Viskositas air in, μ_{out} = 1.229 mN.s/m²

Outputs

Heat Transfer Rate, Pada Shell
 $Q = \dot{m}_1(C_{p1})(T_{1in} - T_{1out})$ = 20122.76 W/m°C

LMTD
 $LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{T_{1in} - T_{2in} - (T_{1out} - T_{2out})}{\ln \frac{T_{1in} - T_{2in}}{T_{1out} - T_{2out}}}$ = 8.10 °C

Fluida Panas Yang Dilewat Shell
 $\dot{Q} = \dot{m}_1 \Delta T$ = 2.21 m³

Luas laluan Aliran per Shell
 $A = \dot{Q} / (U \cdot LMTD)$ = 187.4 m²

Mass flow Rate pada tube
 $\dot{m}_2 = \dot{Q} / (C_{p2} \Delta T)$ = 0.41 m³/s

Velocity of Mass flow Rate pada tube
 $v = \dot{m}_2 / A$ = 4.15 m/s

Reynold Number
 $Re = \rho v D$ = 155.54

Correction Factor (F)
 $F = 1 - Re \geq 10,000$ (aliran turbolent)
 $2300 < Re < 10,000$, $F < 1$ (aliran laminar)
 $F = 0.0101183(Re/1000)^0.018978(Re/1000)^{-0.106247}$
 $F = 0.1355$

Thermal Boundary Layer (Pr)
 $Pr = \mu C_p / k$ = 30706.34

Nusselt Number (Nu)
 for 100 < Re < 1000
 $Nu = 0.62 + 0.4 Re^{1/4} + 0.75 Pr^{1/4}$ = 81.991

for 1000 < Re < 10⁴
 $Nu = 0.36 Re^{1/4} Pr^{1/4}$

Heat Transfer Coefficient (U) pada Shell
 $U = Q / (A \Delta T_{lm})$ = 116.208 W/m²

Heat Transfer (Q) Keseluruhan Shell
 $Q = U A \Delta T_{lm}$ = 176476.93 W/m°C = 31079.35 BTU/hr.°F

Heat Transfer Rate, Pada Tube
 $Q = \dot{m}_2(C_{p2})(T_{2in} - T_{2out})$ = 25740.29 W/m°C

Jumlah Tube
 $N = \frac{A_{shell}}{A_{tube}} = 0.75 \left(\frac{D_{shell}}{p} \right)^2 (-1) + 1$ = 237.3
 maka total tube = 248

Fluida Panas Yang Dilewat Tube
 $\dot{Q} = \dot{m}_2 \Delta T$ = 29.35 m³

Luas laluan Aliran per tube
 $A_{tube} = \dot{Q} / (U \cdot LMTD)$ = 677.99 m²

Velocity of Mass flow Rate pada tube
 $v = \dot{Q} / A_{tube}$ = 0.0006 m/s

Reynold Number
 $Re = \rho v D$ = 0.01

Correction Factor (F)
 $F = 1 - Re \geq 10,000$ (aliran turbolent)
 $2300 < Re < 10,000$, $F < 1$ (aliran laminar)
 $F = 0.0101183(Re/1000)^0.018978(Re/1000)^{-0.106247}$
 $F = 0.1062$

Heat Transfer Coefficient (U) pada tube
 $U = Q / (A_{tube} \Delta T_{lm})$ = 8.205

Heat Transfer (Q) Keseluruhan Tube
 $Q = U A_{tube} \Delta T_{lm}$ = 0.32 W/m°C = 0.06 BTU/hr.°F

Gambar 4.7 Hasil perhitungan Microsoft Excel

Setelah mendapatkan hasil perhitungan dari Microsoft Excel. Dapat diperoleh dimensi untuk konstruksi dan kapasitas STHE. Dari perhitungan diperoleh STHE yang didesain memiliki kapasitas lebih besar dari nilai *heat transfer* yang terjadi pada STHE. Di mana *heat tranfer* keseluruhan lebih besar dari nilai *heat tranfer rate* akibat reaksi pada HE.

Air dingin yang menjadi media pendingin mampu menurunkan temperatur biogas dari 35-12°C. Kapasitas *heat tranfer* yang dilepas air cukup besar dengan kapasitas 25740.29 W/m°C yang

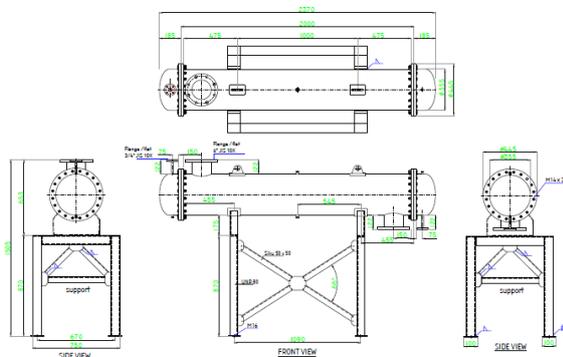
melalui 248 *tube* dengan panjang 2000 mm. Nilai panas yang dilepas oleh biogas 20122.76 W/m²C dan kecepatan aliran biogas menjadi laminar karena harus melewati 6 *buffle*.

Dari perhitungan dengan Microsoft Excel dapat diperoleh data untuk kebutuhan konstruksi *heat exchanger shell and tube*:

Tabel 4.1 Data dimensi

NO.	DESKRIPSI	SATUAN	KETERANGAN
DIMENSI SHELL			
1	Diameter Shell	14 inch	Material SS 304
2	Panjang Shell	1973 mm	
3	Tebal Material Shell	13.5 mm	
DIMENSI TUBE			
1	Diameter Tube	1/2 inch	Material SS 304
2	Panjang Shell	2000 mm	
3	Tebal Material Shell	0.46 mm	
4	Jarak Pitch	20.6 mm	
5	Jarak Bebas Antar Tube	1.59 mm	
6	Jumlah Tube	248 holes	Boring Machine
BUFFLE			
1	Dia. Buffle	329 mm	Material Plat SS 304
2	Potongan Buffle	3/4 D	
3	Jumlah Buffle	6 Pcs	
4	tebal buffle	6 mm	
TUBE SHEET			
1	Diameter	445 mm	Material SS 304
2	Tebal Tubesheet	12 mm	
INLET / OUTLET SHELL			
1	Biogas Inlet /outlet	6 inch	Material JIS 10 K
INLET / OUTLET WATER			
1	Water Inlet /outlet	4 inch	Material JIS 10 K

Setelah diperoleh data dimensi dan kebutuhan material maka ditentukan desain dengan menggunakan Autocad atau Solidwork.



Gambar 4.8 Hasil desain STHE dengan dukungan sesuai kebutuhan *datasheet*.

5. Kesimpulan

Dari hasil perencanaan diperoleh kapasitas *heat transfer* yang dilepas air cukup besar dengan kapasitas 25740.29 W/m²C yang melalui 248 *tube* panjang 2000 mm. Nilai panas yang dilepas oleh biogas 20122.76 W/m²C dan kecepatan aliran biogas menjadi laminar harus melewati 6 *buffle*.

Pada perencanaan sebuah konstruksi STHE harus memperhatikan faktor-faktor korosi dan pekerjaan agar bisa meminimalisir kesalahan pada saat konstruksi.

Untuk memudahkan perencanaan bisa menggunakan Microsoft Excel sebagai alat bantu.

Daftar Pustaka

- [1] Andi, H, Studi Pemanfaat Biogas Sebagai Pembangkit Tenaga Listrik 10 kW kelompok tani Mekarsari Desa Dander Bojonegoro Menuju Desa Mandiri Energi”, Jurnal tugas Akhir, ITS Surabaya.
- [2] Bizzy, R.Setiadi, 2013, Studi perhitungan alat Penukar Kalor type Shell and tube dengan Program Heat Transfer Research Inc. (HTRI) , Jurnal Rekayasa Mesin Vol. 3 Universitas Sriwijaya, Palembang.
- [3] Maulana Arifin, Dkk. 2011, “Kajian Biogas Sebagai pembangkit Tenaga Listrik Di Pesantren Saung Balong Al-Barokah, Journal of Mechatronics, electrical Power, and Vehicular technology, Jawa Barat.
- [4] Risto Ciconkov, Prof, 2016, “Refrigeration Solved Examples”, Faculty of Mechanical Engineering University Cyril and Methodius Skopje, Macedonia.
- [5] Tunggul M. Sitompul, Ir., M.Sc, 1991, “Alat Penukar Kalor”, PT Raja Grafindo Persada, Jakarta.