

Evaluasi Desain Shell and Tube Dehumidifier Dengan Media Biogas Limbah Kelapa Sawit Berkapasitas 9,2 kW Menggunakan Simulasi HTRI

Faza Haunan Wijaya¹, Muhammad Syarif Hidayat², Ega Taqwali Berman^{*3}, Mutaufiq⁴, Kamin Sumardi⁵, Iriansyah Putra⁶

^{1,2,3,4,5}Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Pendidikan Teknik dan Industri, Universitas Pendidikan Indonesia, Jalan Dr. Setiabudhi No. 229, Bandung, 40154, Indonesia

⁶PT. Wiratama Indotech, Komplek AL Jl. Komodo Blok D No. 60, Bekasi, 17412, Indonesia

Email: ¹faza.h.wijaya0251@upi.edu, ²muhammadsyarifhidayat07@upi.edu, ³egatb@upi.edu,

⁴taufiq_top@upi.edu, ⁵kaminsumardi@upi.edu, ⁶putra@wiratamaindotech.co.id

Abstrak

Indonesia menghadapi peningkatan kebutuhan energi listrik, sementara potensi biogas dari *Palm Oil Mill Effluent (POME)* belum dimanfaatkan optimal akibat tingginya kandungan kelembapan (>80% RH) yang menyebabkan korosi peralatan dan penurunan efisiensi pembakaran. Penelitian ini bertujuan untuk mengevaluasi dan menghasilkan desain *Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)* yang optimal sebagai dehumidifier biogas berbasis POME pada kapasitas 9,2 kW. Perhitungan manual menggunakan metode Kern dilanjutkan dengan simulasi menggunakan perangkat lunak HTRI Xchanger Suite, serta analisis biaya manufaktur melalui *Bill of Quantity (BOQ)*. Simulasi HTRI menghasilkan desain dengan nilai overdesign 6,08%, LMTD 11,9°C, koefisien perpindahan panas 72,97 W/m²·K, luas permukaan 11,7 m², dan jumlah tube 140 buah. Pressure drop sisi shell tercatat 2,312 kPa (lebih tinggi dari desain awal), sementara total biaya produksi mencapai Rp218.213.555. Desain yang dihasilkan memberikan margin keamanan termal yang memadai serta efisiensi biaya manufaktur, sehingga layak diimplementasikan untuk mendukung pengembangan energi terbarukan berbasis limbah kelapa sawit di Indonesia.

Kata kunci: *Bill of Quantity, Dehumidifier, Heat Exchanger, HTRI, Limbah Kelapa Sawit.*

Design Evaluation of a Shell and Tube Dehumidifier with Palm Oil Waste Biogas Media of 9.2 kW Capacity Using HTRI Simulation

Abstract

Indonesia faces an increasing demand for electrical energy, while the potential of biogas from *Palm Oil Mill Effluent (POME)* remains underutilized due to high moisture content (>80% RH) which causes equipment corrosion and reduced combustion efficiency. This study aims to evaluate and produce an optimal design of a *Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)* as a POME-based biogas dehumidifier with a capacity of 9.2 kW. Manual calculations using the Kern method were followed by simulation using HTRI Xchanger Suite software, along with manufacturing cost analysis through *Bill of Quantity (BOQ)*. The HTRI simulation produced a design with an overdesign value of 6.08%, LMTD of 11.9°C, overall heat transfer coefficient of 72.97 W/m²·K, surface area of 11.7 m², and 140 tubes. The shell-side pressure drop was recorded at 2.312 kPa (higher than the initial design), while the total production cost reached Rp218,213,555. The resulting design provides adequate thermal safety margin and manufacturing cost efficiency, making it feasible for implementation to support the development of renewable energy based on palm oil mill waste in Indonesia.

Keywords: *Bill of Quantity, Dehumidifier, Heat Exchanger, HTRI, POME.*

1. PENDAHULUAN

Indonesia saat ini menghadapi tantangan besar dalam memenuhi kebutuhan energi listrik yang terus meningkat sebesar 8,5% per tahun. Sementara itu, ketergantungan terhadap impor bahan bakar fosil telah mencapai 1,2 juta barel per hari. Secara nasional, potensi energi dari *Palm Oil Mill Effluent (POME)* diperkirakan mencapai 890 MW atau setara 12% dari kebutuhan listrik wilayah Jawa-Bali[1]. menjadikannya solusi yang menjanjikan untuk mengatasi krisis energi dan masalah pengelolaan limbah industri. Kondisi ini mendorong pencarian

solusi energi terbarukan, salah satunya melalui pemanfaatan POME. Limbah ini mengandung bahan organik tinggi yang dapat menghasilkan hingga 28 m³ biogas per ton melalui proses *anaerobic digestion*, sekaligus memungkinkan *daur ulang* air limbah untuk kebutuhan industri [2]. Namun, implementasi teknologi biogas berbasis POME masih menghadapi kendala teknis utama, terutama kandungan *kelembapan* yang tinggi (>80% *relative humidity*). Kelembapan berlebih ini menimbulkan dua masalah kritis: (a) percepatan korosi peralatan dengan laju hingga 0,5 mm/tahun pada material baja karbon, serta (b) penurunan efisiensi pembakaran hingga 15% [3]. *Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)* berperan sebagai komponen utama dalam sistem dehumidifikasi biogas. STHE memiliki beberapa keunggulan, seperti konstruksi sederhana, ketahanan yang baik, dan nilai ekonomis yang tinggi [4].

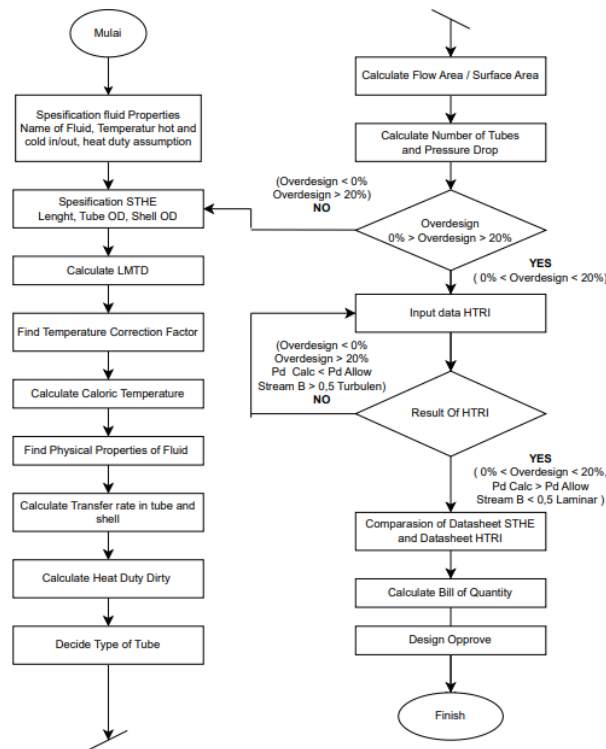
Secara struktural, *heat exchanger* tipe *shell-and-tube* terdiri dari beberapa komponen utama yang bekerja secara terintegrasi, yaitu: (a) *shell* (cangkang) sebagai rumah utama perangkat, (b) *tube bundle* (sekumpulan pipa) sebagai media pertukaran panas, (c) *baffle* (sekat) untuk mengarahkan aliran fluida, (d) *tube sheet* (pelat pipa) sebagai penyangga, serta (e) *channel* (saluran) distribusi fluida. Masing-masing komponen ini harus memenuhi spesifikasi teknis tertentu untuk menjamin kinerja termal dan keandalan operasional perangkat [5]. *Heat exchanger* tipe *shell-and-tube* memiliki beberapa standar desain yang berlaku secara internasional, di mana standar dari *Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA)* merupakan yang paling banyak diadopsi oleh industri global. Standar TEMA dikembangkan melalui pendekatan komprehensif yang mengintegrasikan prinsip-prinsip keteknikan dasar, temuan penelitian terkini, serta akumulasi pengalaman praktis dalam berbagai aspek seperti perancangan proses, manufaktur peralatan, dan teknik instalasi [6].

Penggunaan *Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)* konvensional untuk mengolah biogas dari *Palm Oil Mill Effluent (POME)* menghadapi tiga tantangan utama. Karakteristik POME dari PT. DAS, seperti dilaporkan Sagala et al [7], bersifat unik dan menantang: suhu panasnya tinggi (70–90°C), bersifat asam (pH 4–5.5), memiliki *Chemical Oxygen Demand (COD)* sangat tinggi (80.000–120.000 mg/L), serta mengandung *Total Suspended Solids (TSS)* yang signifikan dengan warna kecoklatan pekat. Tantangan desain peralatan panas dalam konteks limbah juga ditunjukkan dalam penelitian lain. Ainursyiam & Hendrawati [8]. merancang *heat exchanger* untuk proses *saponifikasi* guna menghemat konsumsi uap, yang menghasilkan desain dengan panjang pipa 12 ft, luas area perpindahan panas 50,754 ft², dan *fouling factor* 0,003 Btu/jam·ft²·°F. Di sisi lain, Damanik et al. [9]. berhasil merancang sistem untuk memanaskan *2-butanol* menggunakan MEK dengan efektivitas perpindahan panas 14% dan *pressure drop* yang minimal. Ketiga studi ini secara kolektif menegaskan belum adanya desain *Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)* yang secara khusus ditujukan untuk dehumidifikasi biogas dari *Palm Oil Mill Effluent (POME)*. Selain itu, pada penelitian terdahulu menjelaskan desain yang efisien dan spesifik terhadap karakteristik fluida merupakan kunci kritikal dalam mendukung keandalan aplikasi energi terbarukan dan proses industri, dan di perlukan nya evaluasi pada komponen *shell and tube* mengingat komponen ini berperan sangat penting pada sistem yang di buat baik dari segi desain dan biaya manufaktur.

Solusi yang diusulkan dalam penelitian ini menggabungkan desain teknis *heat exchanger* dengan sistem pemurnian biogas terintegrasi. Pendekatan ini diharapkan mampu mengatasi keterbatasan dalam pemanfaatan biogas POME, khususnya terkait distribusi panas. Hasil dari penelitian ini diharapkan dapat meningkatkan efisiensi sistem biogas skala industri serta memberikan kontribusi nyata dalam pengembangan energi terbarukan.

2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini menggunakan pendekatan komprehensif untuk merancang *Shell and Tube Heat Exchanger (STHE)* yang optimal bagi aplikasi biogas *Palm Oil Mill Effluent (POME)*. Tahapan penelitian diawali dengan perhitungan manual menggunakan metode Kern, dilanjutkan dengan simulasi menggunakan *software HTRI Xchanger Suite*, lalu membuat rancangan biaya manufaktur dan diakhiri dengan analisis komparatif antara hasil perhitungan, hasil simulasi, dan data teknis dari pabrikan. Alur penelitian dirancang secara sistematis untuk memastikan akurasi desain dan kesesuaian dengan kondisi operasional di lapangan. Flowchart penelitian dapat dilihat pada Gambar 1.



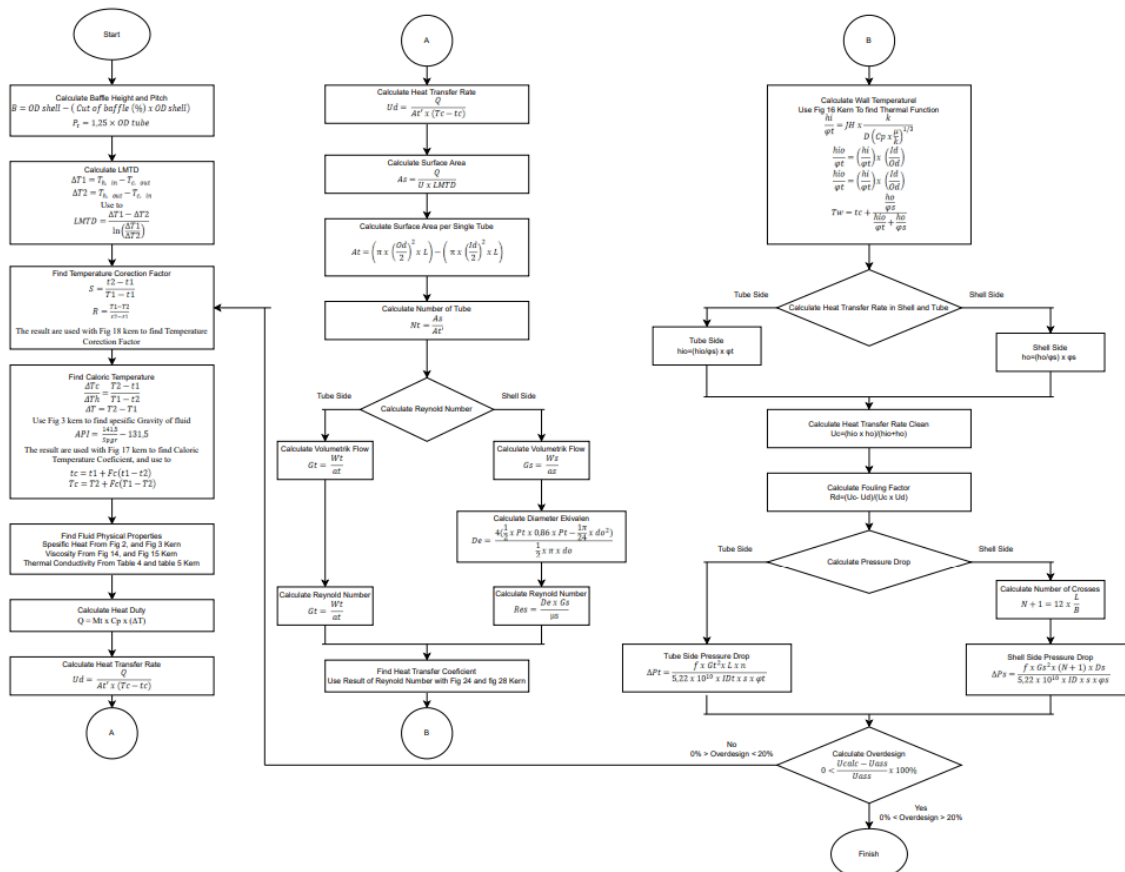
Gambar 1. Flowchart penelitian menggunakan pendekatan algoritma kern

Penelitian dimulai dengan spesifikasi properti fluida (suhu masuk/keluar fluida panas dan dingin, asumsi *heat duty*) dan dimensi awal STHE (panjang, diameter tube, diameter *shell*). Selanjutnya dilakukan perhitungan termal (LMTD, faktor koreksi suhu, properti fisik fluida, laju perpindahan panas di tube dan *shell*, serta *heat duty* kotor) dan perhitungan luas aliran, luas permukaan, jumlah tube, serta *pressure drop*. Nilai *overdesign* dievaluasi; jika berada di luar rentang 0–20%, desain direvisi. Jika memenuhi, data dimasukkan ke simulasi HTRI. Hasil HTRI kemudian dianalisis terhadap kriteria *overdesign* (0–20%), *pressure drop* kalkulasi > *pressure drop allowable*, dan aliran turbulen (*Stream B* > 0,5). Jika tidak memenuhi, desain diperbaiki; jika memenuhi, dilakukan perbandingan *datasheet* STHE dengan *datasheet* HTRI, kemudian dihitung *bill of quantity* dan desain dinyatakan layak. Pengambilan data meliputi karakteristik biogas POME (suhu, pH, COD, TSS) dari literatur dan pengukuran lapangan, properti material, serta standar TEMA. Pengolahan data dilakukan secara bertahap mulai dari perhitungan manual (Excel) hingga simulasi HTRI dengan iterasi desain. Analisis data berfokus pada pemenuhan *overdesign* 0–20%, *pressure drop* yang tidak melebihi batas, aliran turbulen, serta validasi antara hasil perhitungan manual dan HTRI. Perancangan *shell and tube heat exchanger* pada penelitian ini menggunakan pendekatan *kern*. Pendekatan *Kern* membutuhkan beberapa data material, termasuk panjang *tube*, ukuran *tube*, diameter *shell*, laju aliran massa, serta temperatur *inlet* dan *outlet* fluida panas dan dingin. Penelitian ini menggunakan data dari *datasheet* asli *shell and tube heat exchanger*. Tabel 1 menunjukkan parameter awal yang digunakan.

Tabel 1. *Properties* fluida dan Spesifikasi STHE

Spesification of shell and tube					
Properties	Tube side	Satuan	Properties	Shell side	Satuan
Fluid name	Cooling water		Fluid name	Biogas	
	Liquid			Vapor	
Temperature	7 8	°C	Temperature	35 12	°C
Fluid Quantity	7200	Kg/hr	Fluid Quantity	672,84	Kg/hr
Tube OD	22,225	mm	Shell OD	508	mm
Pass	1		Pass	1	
Tube length	1200	mm			
inlet Pressure	105,002	Kpa	Inlet Pressure	105,002	Kpa

Tabel 1 menyajikan *properties* fluida dan *spesifikasi teknis shell-and-tube heat exchanger* (STHE) yang digunakan dalam penelitian ini. Pada sisi *tube*, fluida kerja berupa *cooling water* (fase *liquid*) mengalir dengan *laju aliran* 7200 kg/jam, mengalami kenaikan suhu dari *inlet* 7°C menjadi *outlet* 8°C melalui *tube* ber-*outer diameter* (OD) 22,225 mm dan panjang 1200 mm. Di sisi *shell*, *biogas* (fase *vapor*) didinginkan dari 35°C menjadi 12°C dengan *laju aliran* 672,84 kg/jam dalam *shell* berdiameter 508 mm. Kedua sisi menggunakan konfigurasi *single pass* dengan tekanan *inlet* identik sebesar 105,002 kPa. Perhitungan ulang menggunakan *metode Kern* pada penelitian ini mempertimbangkan *properties termofisika biogas* yang diestimasi berdasarkan komponen utama *metana* (CH₄). Berdasarkan spesifikasi teknis yang telah diuraikan sebelumnya, proses perhitungan *Shell and Tube Heat Exchanger* (STHE) mengikuti metodologi sistematis seperti yang diilustrasikan dalam Gambar 2.



Gambar 2. Flowchart penelitian menggunakan pendekatan algoritma kern

Alur perhitungan dimulai dengan penentuan parameter dasar seperti *Baffle Height*, *Pitch*, dan *LMTD* (*Log Mean Temperature Difference*), kemudian dilanjutkan dengan pencarian *Temperature Correction Factor* menggunakan grafik pada referensi Kern. Setelah faktor koreksi suhu diperoleh, perhitungan dilanjutkan dengan menentukan *Caloric Temperature* dan *Physical Properties* fluida (seperti *Specific Heat*, *Viscosity*, dan *Thermal Conductivity*) yang menjadi dasar penentuan *Heat Duty* dan *Heat Transfer Rate*. Berdasarkan laju perpindahan panas tersebut, dilakukan perhitungan *Surface Area*, *Number of Tubes*, serta analisis *Reynold Number* untuk memperkirakan *Heat Transfer Coefficient* pada sisi *shell* dan *tube*. Tahap selanjutnya melibatkan perhitungan *Wall Temperature*, *Fouling Factor*, dan *Pressure Drop* di kedua sisi pertukaran panas. Proses iteratif dilakukan dengan memeriksa nilai *Overdesign* – apabila hasilnya tidak berada dalam rentang 0–20%, maka perhitungan perlu dievaluasi kembali dengan pertimbangan menambah *Pass* dari fluida *tube side*.

Nilai *overdesign* antara 0-20% menjadi indikator kelayakan unit *heat exchanger*. Dalam pendekatan *Kern algorithm*, seluruh parameter saling terkait dan memerlukan data awal yang lengkap serta urutan perhitungan yang tepat. Data hasil perhitungan manual telah memenuhi syarat sebagai *input software* HTRI Xchanger Suite. Hasil simulasi HTRI kemudian dievaluasi berdasarkan nilai *overdesign*-nya. Jika hasil simulasi menunjukkan *overdesign* dalam rentang 0-20%, desain dinyatakan valid dan siap diimplementasikan. Hasil dari

HTRI tersebut kemudian dianalisis biaya manufaktur yang meliputi 3 aspek beban biaya, yaitu biaya pembelian bahan dan alat, biaya manufaktur, dan *fixed cost*.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Hasil Perhitungan Metode Kern

Analisis membandingkan hasil *datasheet* desain STHE dengan perhitungan manual menggunakan metode *Kern* pada sistem *biogas* limbah kelapa sawit (50–75% CH₄) berkapasitas 9,2 kW. Biogas bersuhu 35°C didinginkan dengan air/udara dari *chiller* (7°C). Metode *Kern* dipilih sebagai dasar perhitungan termal sistematis.. Analisis ini menggunakan *data properties* awal dari *datasheet* desain (Tabel 1) untuk menghitung performa *shell and tube heat exchanger* dengan metode *Kern*. Perhitungan manual dilakukan menggunakan persamaan termodinamika (Gambar. 2), menghasilkan output yang disajikan dalam Tabel 2.

Tabel 2 Perbandingan hasil perhitungan dengan *datasheet STHE*

Datasheet STHE				Calculation Kern			
Properties	Shell side	Tube side	Unit	Properties	Shell side	Tube side	Unit
Pitch		27,781	mm	Pitch	27,78125		mm
Baffle		381	mm	Baffle		381	mm
LMTD		9,5	°C	LMTD		13,005	°C
Spesific Gravity	1,0176	1,0234		Spesific Gravity	0,95	1	
Viscosity	0,0131	1,2219	mN·s/m ²	Viscosity	0,4134	1,32	mN·s/m ²
Spesific heat	4,316	4,3237	kJ/Kg·°C	Spesific heat	4,184	4,1756	kJ/Kg·°C
Heat Duty		9,2	Kw	Heat Duty		9,4	Kw
Transfer rate		68,5	W/m ² ·K	Transfer rate		65,132	W/m ² ·K
Surface Area		14,6	m ²	Surface Area		11,677	m ²
Number of Tube		152	Tubes	Number of Tube		139,4775788	Tubes
Pressure Drop	0,832	0,517	Kpa	Pressure Drop	0,00791	0,0516	Kpa

Hasil analisis komparatif antara perhitungan *metode Kern* dan *data desain* aktual *Shell and Tube Heat Exchanger* (STHE) mengungkap sejumlah perbedaan signifikan dalam parameter operasional dan desain. Secara geometris, nilai *pitch* (27,781 mm) dan *baffle* (381 mm) menunjukkan kesesuaian yang baik. Namun, terjadi deviasi pada *Log Mean Temperature Difference* (LMTD), di mana metode *Kern* menghasilkan 13,005°C, sementara data desain mencatat 9,5°C. Perbedaan ini diduga berasal dari variasi *asumsi operasi* atau pendekatan perhitungan yang berbeda.

Pada sifat fluida, metode *Kern* menggunakan *specific gravity* yang lebih rendah untuk sisi *shell* (0,95 dengan 1,0176) serta *viskositas* yang lebih tinggi (0,4134 dengan 0,0131 mN·s/m²) mengindikasikan bahwa metode *Kern* cenderung menggunakan temperatur dinding yang lebih rendah, sehingga viskositas biogas meningkat. Peningkatan viskositas akan mengurangi bilangan Reynolds dan menurunkan koefisien perpindahan panas konveksi[10]. *Specific heat capacity* sisi *shell* dalam perhitungan *Kern* (4,184 kJ/kg·°C) juga lebih rendah dibanding data desain (4,316 kJ/kg·°C). Dampaknya, *heat duty* hasil *Kern* mencapai 9,4 kW, sedikit lebih tinggi dari desain (9,2 kW). Dalam hal kinerja termal, *heat transfer rate* menurut *Kern* sebesar 65,123 W/m²·K, atau 5,17% lebih rendah dari nilai desain (68,5 W/m²·K). Luas permukaan perpindahan panas hasil perhitungan *Kern* (13,8 m²) juga 5,5% lebih kecil dari desain (14,6 m²), hal ini disebabkan oleh jumlah *tube* yang berbeda (139,9 dengan 152 buah). Yang cukup mencolok, prediksi *pressure drop* metode *Kern* jauh lebih rendah, baik di sisi *shell* (0,00791 kPa dengan 0,832 kPa) maupun *tube* (0,0516 kPa dengan 0,517 kPa). Prediksi *pressure drop* metode *Kern* jauh lebih rendah karena metode ini hanya memperhitungkan kerugian gesek aksial pada aliran ideal, tanpa mengakomodasi *pressure drop* akibat aliran menyilang (*crossflow*), kontraksi-ekspansi di celah *baffle*, serta kebocoran (*leakage*) yang terjadi secara nyata pada *shell and tube heat exchanger*[11].

Perbedaan ini mengindikasikan bahwa metode *Kern* memberikan estimasi yang mendekati, pendekatan tersebut memiliki keterbatasan dalam merepresentasikan kompleksitas kondisi riil. Faktor seperti *fouling*, ketidakteraturan aliran, dan variasi sifat *termodinamika* fluida diduga menjadi penyebab deviasi[12]. Temuan ini menegaskan pentingnya validasi melalui data eksperimen atau penerapan *faktor koreksi empiris* guna mencapai desain *heat exchanger* yang lebih optimal.

3.2. Input data HTRI

Berdasarkan hasil kalkulasi yang diperoleh dari pendekatan *Kern algorithm*, data tersebut kemudian diinput ke dalam perangkat lunak *HTRI Xchanger Suite* untuk proses simulasi dan validasi lebih lanjut. Proses ini menggunakan input data dan spesifikasi material yang konsisten dengan *datasheet design* guna memastikan akurasi simulasi yang mengacu pada standar *TEMA*. Gambar 3 menyajikan ringkasan input yang telah dimasukkan ke dalam *software* HTRI, yang mencakup seluruh *parameter desain* esensial yang diperlukan untuk menjalankan simulasi secara komprehensif.

PERFORMANCE OF ONE UNIT	
Fluid allocation	Shell Side / Tube Side
Fluid name	Biogas / Cooling Water
Fluid quantity, Total (kg/s)	0,1869 / 2
Temperature (In/Out) (C)	35 / 12 / 7 / 8,1
Vapor weight fraction (In/Out)	1 / 1 / 0 / 0
Inlet pressure (kPa)	105,002 / 105,002
Pressure drop, allow. (kPa)	7,91e-3 / 0,052
Fouling resistance (min) (m2-K/W)	0,00256 / 4e-4

CONSTRUCTION OF ONE SHELL		Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
Design/Test pressure (kPaG)	Shell Side / Tube Side	[Diagram]	
Design/Test pressure	103,4 / 103,4		
Design temperature (C)	60 / 35		
Number passes per shell	2		
Corrosion allowance (mm)	0		
Connection (In/Out) (mm)	1 @ 146,329 / 1 @ 73,66		
Rating	@ 146,329 / @ 73,66		

Tube No.	140	OD	22,225	mm	Thk(avg)	2,108	mm	Length	1,2	m	Pitch	27,781	mm
Tube type	Plain	Material	304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)		Tube pattern	60							
Shell	304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)	ID	466,76	mm	OD	508	mm	Shell cover					
Channel or bonnet	304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)	Channel cover											
Tubesheet-stationary		Tubesheet-floating											
Floating head cover		Imp. Prot.	if required by TEMA		Rods								
Baffles-cross	304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)	Type	Single segmental	%Cut	25	Spacing(c/c)	150	Inlet	200	mm	Outlet	200	mm
		Orientation	Perpendicular	Crosspasses									
Baffles-long		Seal type											
Supports-tube		U-bend		Type									
Bypass seal	Program Set	pairs strips		Tube-tubesheet joint	Expanded (No groove)								
Expansion joint	No	Type											
Gaskets-Shell side		Tube side											
-Floating head													
Code requirements		TEMA class	R										

Gambar 3. Input summary HTRI

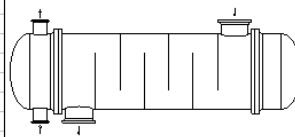
Berdasarkan hasil perhitungan *metode Kern*, *parameter* desain utama kemudian diimplementasikan ke dalam simulasi perangkat lunak *HTRI Xchanger Suite* dengan melakukan penyesuaian spesifikasi sesuai *datasheet* desain STHE. Simulasi dilakukan menggunakan *mode rating* untuk mengevaluasi *kinerja termal* unit yang telah dirancang. *Input* dalam HTRI disusun berdasarkan hasil kalkulasi manual dan data desain, dengan konfigurasi *horizontal shell and tube heat exchanger* tipe BEM mengikuti standar *TEMA Class R* [6]. *Material* konstruksi yang digunakan adalah *stainless steel 304* untuk *shell* dan *tube*, yang dipilih karena ketahanan korosinya terhadap komponen kimia agresif dalam *biogas*. Spesifikasi *tube* meliputi *outside diameter* (OD) 22,225 mm, ketebalan 2,108 mm, dan *pitch* 27,781 mm dengan pola penataan 60°. Sementara itu, konfigurasi *baffle* yang digunakan adalah tipe *single segmental* dengan *cut* 25% dan *baffle spacing* 150 mm. *Shell* dirancang dengan diameter dalam 466,76 mm dan diameter luar 508 mm, sesuai dengan pipa standar komersial 20 inci *Schedule 60* (SCH 60), dengan ketebalan yang disesuaikan untuk tekanan fluida yang relatif tinggi.

Menurut Shah dan Sekulic [13], akurasi simulasi termal sangat bergantung pada ketepatan *parameter input* fluida dan *geometri*. Dalam studi ini, properti *biogas* (sisi *shell*) dan *air pendingin* (sisi *tube*) dimasukkan berdasarkan data operasional, termasuk laju alir massa (0,1869 kg/s dengan 2 kg/s) dan profil temperatur. Perbedaan nilai *LMTD* antara perhitungan manual (13,005°C) dan data desain (9,5°C) diatasi dengan penyesuaian koefisien perpindahan panas dalam HTRI, mengacu pada pendekatan *Bell-Delaware* untuk memperhitungkan efek *baffle* [6].

Hasil simulasi menunjukkan konsistensi nilai *heat duty* sebesar ~9,4 kW, serta penyempurnaan desain melalui optimasi *pressure drop* dengan penyesuaian jumlah tube menjadi 140—mendekati prediksi metode *Kern* sebelumnya (139,9 tubes). Selain itu, teridentifikasi nilai *fouling resistance* yang relatif tinggi di *shell side* (0,00256 m²·K/W). Simulasi HTRI untuk unit *Biogas Dehumidifier Heat Exchanger* juga mempertimbangkan karakteristik spesifik fluida kerja. Pada sisi *shell*, biogas dimodelkan sebagai fluida panas dengan komponen utama metana (CH₄) dalam fase uap penuh (*weight fraction vapor* = 1). Fluida ini mengalir dengan laju 0,1869 kg/s pada temperatur masuk 35°C dan keluar 12°C, pada tekanan operasi konstan 105,002 kPa dengan *allowable pressure drop* 0,0520,904 kPa. Di sisi *tube*, air pendingin dimodelkan menggunakan *properti* termodinamik berdasarkan *IAPWS 1997* dalam fase cair murni (*weight fraction vapor* = 0), dengan laju alir 2 kg/s dan rentang temperatur 7°C hingga 8,1°C. Pemilihan model air berdasarkan *IAPWS 1997* bertujuan memastikan akurasi perhitungan sifat termofisik selama simulasi [14]. Nilai *allowable pressure drop* untuk sisi *tube* ditetapkan sebesar 0,0516 kPa. *Stainless steel 304* (18Cr-8Ni) dipilih sebagai *material utama* karena ketahanannya terhadap korosi akibat kontaminan biogas seperti *hydrogen sulfide* (H₂S) hingga konsentrasi 100 ppm, yang dimungkinkan oleh lapisan pasif oksida kromium pada permukaannya.

3.3. Hasil Simulasi HTRI

Berdasarkan hasil input data *HTRI* dengan menggunakan mode *Rating* kemudian *test run* dengan *HTRI*, dengan melihat kriteria pada Gambar 3 dan seperti ini hasil yang di dapatkan dengan *overdesign* 6,08%, seperti yang di tampilkan pada gambar 4.

HTRI		HEAT EXCHANGER RATING DATA SHEET				Page 1 SI Units	
Service of Unit		Biogas Dehumidifier HE		Item No.			
Type	BEM	Orientation	Horizontal	Connected In	1 Parallel	1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eff)	11,730 / 11,389	m2	Shell/Unit 1	Surf/Shell (Gross/Eff)	11,730 / 11,389	m2	
PERFORMANCE OF ONE UNIT							
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side		
Fluid Name		Biogas			Cooling Water		
Fluid Quantity, Total		0,1869			2,0000		
Vapor (In/Out)		wt% 100,00			0,00 0,00		
Liquid		wt% 0,00			100,00 100,00		
Temperature (In/Out)		C 35,00			7,00 8,10		
Density		kg/m3 0,6584			999,91 999,85		
Viscosity		mN-s/m2 0,0117			1,4270 1,3806		
Specific Heat		kJ/kg-C 2,2426			4,2007 4,1986		
Thermal Conductivity		W/m-C 0,0354			0,5763 0,5784		
Critical Pressure		kPa					
Inlet Pressure		kPa 105,00			105,00		
Velocity		m/s 9,03			0,11		
Pressure Drop, Allow/Calc		kPa 7,91e-3 2,312			0,052 0,258		
Average Film Coefficient		W/m2-K 137,98			329,84		
Fouling Resistance (min)		m2-K/W 0,002560			0,000000		
Heat Exchanged		0,0094 MegaWatts		MTD (Corrected)	11,9 C	Overdesign	6,08 %
Transfer Rate, Service		68,79 W/m2-K		Calculated	72,97 W/m2-K	Clean	89,73 W/m2-K
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
Design Pressure		kPaG 103,40		Tube Side 103,40			
Design Temperature		C 60,00		35,00			
No Passes per Shell		1		2			
Flow Direction		Downward		Upward			
Connections		In	mm 1 @ 146,33	1	@ 73,660		
Size & Rating		Out	mm 1 @ 146,33	1	@ 73,660		
Liq. Out		mm @		1 @			
Tube No.	140,00	OD	22,225 mm	Thk(Avg)	2,108 mm	Length	1,200 m
Tube Type	Plain	Material	304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)	Pitch	27,781 mm	Tube pattern	60
Shell ID	466,76 mm	Kettle ID	mm	Pairs seal strips	3	Passlane Seal Rod No.	0
Cross Baffle Type	Perpend. Single-Seg.	%Cut (Diam)	25	Impingement Plate	None	No. of Crosspasses	7
Spacing(c/c)	150,00 mm	Inlet	207,54 mm	Shell Entrance	725,24 kg/m-s2	Shell Exit	685,73 kg/m-s2
Rho-V2-Inlet Nozzle	187,61 kg/m-s2	Bundle Entrance	443,52 kg/m-s2	Bundle Exit	419,36 kg/m-s2		
Weight/Shell	792,71 kg	Filled with Water	1104,3 kg	Bundle	297,63 kg		
Notes:				Thermal Resistance, %		Velocities, m/s	
				Shell 52,88		Shellside 9,03 A 0,265	
				Tube 27,30		Tubeside 0,11 B 0,456	
				Fouling 18,68		Crossflow 15,79 C 0,056	
				Metal 1,13		Window 13,55 E 0,224	
						F 0,000	

Gambar 4. Result datasheet HTRI

Berdasarkan hasil simulasi HTRI untuk unit *Biogas Dehumidifier Heat Exchanger* (HE) tipe BEM horizontal berukuran 508 × 1200 mm, diperoleh sejumlah temuan kunci terkait performa termal dan hidraulik sistem. Unit tersebut menunjukkan tingkat *overdesign* sebesar 6,08%, yang dihitung dari perbandingan antara *clean transfer rate* (72,97 W/m²·K) dan *service transfer rate* (68,79 W/m²·K). Nilai ini mengindikasikan adanya *margin*

keamanan yang memadai untuk mengantisipasi variasi kondisi operasi dan potensi *fouling*, meskipun dalam simulasi nilai *fouling resistance* diatur nol. *Total heat duty* yang dicapai sebesar 9,4 kW, dengan nilai *LMTD* terkoreksi 11,9°C, mencerminkan efisiensi perpindahan panas yang baik. Di sisi *shell*, *biogas* mengalir pada kecepatan 9,03 m/s, namun menimbulkan *pressure drop* cukup tinggi, yaitu 2,312 kPa—jauh melebihi batas *allowable* 0,00719 kPa. Hal ini mengisyaratkan perlunya evaluasi ulang terhadap konfigurasi *baffle*, seperti *cut percentage*, *spacing*, atau arah aliran, guna menekan hambatan aliran.

Sementara itu, di sisi *tube*, *cooling water* mengalir dengan kecepatan rendah (0,11 m/s) namun tetap menghasilkan *pressure drop* 0,258 kPa, yang juga melebihi nilai *allowable* (0,052 kPa). Di sisi positif, luas permukaan efektif pertukaran panas mencapai 11,730 m² atau 92,4% dari total luas permukaan, menunjukkan pemanfaatan permukaan *heat exchanger* yang sudah optimal. Nilai *overdesign* sebesar 6,08% memberikan beberapa keunggulan operasional, di antaranya:

1. Toleransi terhadap variasi komposisi *biogas* yang memengaruhi sifat *termofisika* dan performa perpindahan panas,
2. Kompensasi terhadap penurunan kinerja jangka panjang, seperti akumulasi *fouling* atau *korosi*,
3. Fleksibilitas kapasitas operasi untuk menyesuaikan peningkatan beban pendinginan atau perubahan kebutuhan proses di masa depan.

Meski demikian, *pressure drop* yang berlebih di sisi *shell* perlu menjadi perhatian serius karena berpotensi memengaruhi efisiensi pompa, risiko kebocoran, atau bahkan kegagalan mekanis dalam jangka panjang. Oleh karena itu, revisi konfigurasi *baffle* atau penyesuaian distribusi aliran di sisi *shell* sangat disarankan guna mengoptimalkan desain secara keseluruhan. Solusi yang dapat dipertimbangkan: (a) memperbesar *baffle spacing* dari 150 mm menjadi 250–300 mm untuk mengurangi frekuensi aliran menyilang, (b) menggunakan *baffle cut* 35–40% untuk mengurangi kecepatan aliran menyilang, atau (c) beralih ke konfigurasi *helical baffle* yang memberikan aliran lebih halus dengan *pressure drop* lebih rendah[15].

3.4. Komparasi Hasil Simulasi HTRI dan Data Asli

Hasil dari datasheet *HTRI* menunjukkan beberapa perbedaan dari *datasheet STHE*, jika di dibandingkan adalah sebagai berikut.

Data Sheet HTRI					Data Sheet Project						
Data Sheet Shell and Tube Properties					Data Sheet Shell and Tube Properties						
Fluid Allocation	Shell side		Tube side		Satuan	Fluid Allocation	Shell side		Tube side		Satuan
Fluid Quantity	672,84		7200		Kg/hr Kg/s	Fluid Quantity	672,84		7200		Kg/hr Kg/s
	0,1869		2				0,1869		2		
Temperature	35	12	7	8,1	°C	Temperature	35	12	7	8	°C
	2,312		0,258				0,832		0,517		
Specific Gravity			1,0004	1,0003	mN-s/m ²	Specific Gravity	1,0176		1,0234	1,0153	mN-s/m ²
Viscosity	0,0117	0,011	1,427	1,3806		Viscosity	0,0131	0,0122	1,5713	1,2219	
Specific Heat	2,2426	2,1537	4,2007	4,1986	kJ/kg-C	Specific Heat	1,36	1,3287 V/L 4,316	4,3237	4,3234	kJ/kg-C
Thermal konduktiviti	0,0354	0,0317	0,5763	0,5784		Thermal konduktiviti	0,027	0,0244	0,05762	0,05951	
Velocity	9,03		0,11		m/s	Velocity	9,47		2,2		m/s
Inlet Pressure	105,002		105,002			kPa	Inlet Pressure	105,002		105,002	
Heat Exchange			9,4		Kw	Heat Exchange			9,2		Kw
LMTD			11,9			°C	LMTD			9,5	
Transfer rate Service / Clean	68,79		89,73		W/m ² -K	Transfer rate Service / Clean	67,58		68,5		W/m ² -K
Actual transfer rate			72,97			W/m ² -K	Actual transfer rate			68,58	
Surface area	11,73		11,38		m ²	Surface area	14,6		14,2		m ²
Tube Specification	Satuan		Shell Specification		Satuan	Tube Specification	Satuan		Shell Specification		Satuan
Tube Number	140		Tubes		mm	Tube Number	152		Shell Type		B-E-M
Tube OD	22,225		Shell OD			508	Tube OD	22,225		Shell OD	
Pitch	27,781		Shell ID		466,76	Pitch	Plain		Shell ID		490,475
Material	SS 304 (18 Cr, 8 Ni)		Material		SS 304 (18 Cr, 8 Ni)	Material	SS 304 (18 Cr, 8 Ni)		Material		SS 304 (18 Cr, 8 Ni)
Tube type	Plain		Length		1,2	Pitch	27,781		Length		1,2
Tube Pattern	60				m	Tube Pattern	30				m
Design Temperature	60		35			°C	Design Temperature	60		35	
Design Pressure	101,3		103,4		Kpa	Design Pressure	101,3		103,4		Kpa

Gambar 5. Tabel Perbandingan datasheet STHE dan HTRI

Berdasarkan data yang diperoleh, simulasi menggunakan *HTRI Xchanger Suite* menunjukkan beberapa perbedaan signifikan dibanding desain aktual *Shell and Tube Heat Exchanger* (STHE). Dari aspek termal, nilai *LMTD* simulasi HTRI mencapai 11,9°C, 25% lebih tinggi dibanding desain STHE (9,5°C), dengan koefisien

perpindahan panas 68,79 W/m²K yang relatif lebih baik. Hal ini terjadi karena HTRI menghitung LMTD berdasarkan profil temperatur aktual di sepanjang *heat exchanger* dengan mempertimbangkan distribusi aliran non-ideal (efek *crossflow* dan *leakage*), sementara desain STHE kemungkinan menggunakan LMTD ideal tanpa koreksi. LMTD yang lebih tinggi mencerminkan potensi perpindahan panas yang lebih besar, sehingga koefisien perpindahan panas yang dihasilkan HTRI pun lebih baik meskipun luas permukaan lebih kecil[16]. Namun demikian, luas permukaan perpindahan panas pada simulasi HTRI (11,73 m²) justru 19,6% lebih kecil daripada desain aktual (14,6 m²) akibat dari pengurangan jumlah tube menjadi 140 *tubes*. Pada parameter aliran fluida, teramati perbedaan yang cukup mencolok. *Pressure drop* di sisi *shell* simulasi HTRI (2,312 kPa) menunjukkan nilai yang secara signifikan lebih tinggi dibanding desain STHE (0,832 kPa), sementara di sisi *tube* justru lebih rendah (0,258 kPa dengan 0,517 kPa) karena HTRI menggunakan desain *nozzle inlet* yang lebih besar dan jumlah tube yang lebih sedikit (140 dengan 152), sehingga kecepatan masuk air menurun dan rugi gesek total berkurang yang menyebabkan *pressure drop* yang lebih besar di sisi tube[17]. Kecepatan aliran di *shell side* simulasi HTRI (9,03 m/s) juga tercatat lebih rendah daripada desain aktual (9,47 m/s) hal ini bisa disebabkan karena pengaruh jarak *baffle*, jika jarak *baffle* semakin dekat atau rapat yang menyebabkan kecepatan menjadi lebih kecil[18].

Kedua desain menggunakan material *stainless steel 304* dengan spesifikasi geometri dasar yang sama, termasuk diameter luar *tube* (22,225 mm) dan jarak antar *tube* (27,781 mm). Namun terdapat perbedaan dalam jumlah dan konfigurasi *tube* - simulasi HTRI menggunakan 140 *tube* dengan pola 60°, sedangkan desain STHE menggunakan 152 *tube* dengan pola 30°. Margin *overdesign* sebesar 6,08 % pada hasil simulasi HTRI memberikan beberapa keunggulan operasional, termasuk toleransi terhadap efek *fouling*, interval perawatan yang lebih panjang, serta fleksibilitas terhadap variasi kondisi operasi. Untuk optimasi lebih lanjut, diperlukan penyesuaian konfigurasi *baffle*, evaluasi pola susunan *tube*, serta validasi eksperimental untuk memastikan kesesuaian dengan kondisi operasional nyata. Hasil ini menggarisbawahi pentingnya verifikasi silang antara hasil simulasi dengan desain aktual guna mencapai performa optimal dalam pengaplikasiannya..

3.5. Hasil Evaluasi Desain Shell and Tube Heat Exchanger

Dari data - data yang telah di dapatkan melalui simulasi HTRI maka hasil tersebut dapat di sandingkan dengan data dari datasheet dimana hasil nya di tampilkan pada tabel 4.

Tabel 4. Perbandingan Datasheet dan HTRI

No	Properties	Output				Unit	Note
		Datasheet		HTRI			
		Shell Side	Tube Side	Shell Side	Tube Side		
1	Type	Dehumidifier STHE		Dehumidifier STHE			
2	Model	B - E - M		B - E - M			
3	Fluid Flowrate	0,1869	2	0,1869	2	Kg/s	
4	Velocity	9,4	0,022	9,03	0,11	m/s	
5	LMTD		9,5		11,9	°C	
6	Heat Duty		9,2		9,4	kW	
7	Heat Transfer		68,5		72,97	W/m ² -K	
8	Surface Area		14,12		11,7	m ²	
9	Number of Tube		152		140	Tubes	
10	ID Diameter	490,4	20,447	466,7	18,009	mm	
11	OD Diameter	500	22,225	508	22,225	mm	
12	Length		1,2		1,2	m	
13	Pressure Drop	0,832	0,517	1,7	0,209	kPa	
14	Fouling Factor	0,0001987		0,002569		m ² -K/W	
15	Shell Material	SS 304		SS 304			Front Head dan Rear Head (HTRI) menggunakan Carbon Steel A 106
16	Tube Material	SS 304		SS 304			
17	Total BOQ	292.062.696		218.213.555		Rp.	

Hasil desain seperti yang di tampilkan pada tabel 4, desain shell and tube dehumidifier dari HTRI dan datasheet mengungkap beberapa perbedaan kunci. Meski nilai LMTD dan heat transfer rate HTRI lebih tinggi yang mengindikasikan efisiensi termal yang baik, heat duty dan surface area-nya justru lebih rendah. Hal ini disebabkan oleh perbedaan faktor fouling dan jumlah tube. Geometri shell yang digunakan HTRI (pipa 10 inch) lebih umum di pasaran dan tahan tekanan, sementara perbedaan ketebalan tube mempengaruhi surface area. Pada aspek hidrolis, pressure drop shell side HTRI lebih tinggi akibat kecepatan aliran yang lebih besar, sedangkan pressure drop tube side-nya lebih rendah karena desain nozzle inlet yang lebih besar. Strategi pemilihan material yang berbeda—menggunakan Carbon Steel A106 untuk head yang bersentuhan dengan air dan Stainless Steel 304 untuk bagian yang kontak dengan biogas yang korosif—terbukti menghemat biaya produksi (BOQ) secara signifikan sebesar 25.4%, tanpa mengorbankan kinerja teknis.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan tujuan penelitian untuk mengevaluasi desain *shell and tube dehumidifier* biogas limbah kelapa sawit berkapasitas 9,2 kW menggunakan simulasi HTRI, dapat disimpulkan:

1. Kinerja termal desain hasil simulasi HTRI lebih baik dibandingkan desain awal, dengan nilai LMTD mencapai 11,9°C dan koefisien perpindahan panas keseluruhan (*overall heat transfer coefficient*) sebesar 72,97 W/m²·K.
2. Efisiensi geometri meningkat, ditunjukkan oleh luas permukaan perpindahan panas yang lebih kecil (11,7 m²) dan jumlah tube yang lebih sedikit (140 tube) tanpa mengorbankan kapasitas pendinginan (9,4 kW).
3. Margin keamanan desain dinyatakan dengan nilai *overdesign* sebesar 6,08%, yang berada dalam rentang yang dapat diterima (0–20%) dan mampu mengantisipasi variasi operasional serta *fouling*.
4. Efisiensi biaya tercapai melalui pemilihan material diferensial (Carbon Steel A106 untuk kepala non-korosif dan Stainless Steel 304 untuk bagian kontak biogas), menghasilkan penghematan *Bill of Quantity* (BOQ) sebesar 25,4% dibandingkan desain awal.

Secara keseluruhan, desain *shell and tube dehumidifier* hasil evaluasi dengan HTRI memenuhi spesifikasi teknis kapasitas 9,2 kW dan layak diimplementasikan untuk dehumidifikasi biogas berbasis limbah kelapa sawit.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Nur, M. R. Fauzan, A. S. V Nababan, S. F. Pasaribu, and ..., "Keamanan Dan Ketahanan Pangan," *Researchgate.Net*, 2020, [Online]. Available: https://www.researchgate.net/profile/Riska-Mayangsari/publication/366425634_Keamanan_dan_Ketahanan_Pangan/links/63a15c3e095a6a7774438c99/Keamanan-dan-Ketahanan-Pangan.pdf
- [2] Q. N. Ho, W. J. Lau, J. Jaafar, M. H. D. Othman, and N. Yoshida, "Membrane Technology for Valuable Resource Recovery from Palm Oil Mill Effluent (POME): A Review," *Membranes (Basel)*, vol. 15, no. 5, 2025, doi: 10.3390/membranes15050138.
- [3] Burmawi, Mulyanef, and A. P. Saputra, "Analisa Unjuk Kerja Dari Heat Exchanger Tipe Shell And Tube Menggunakan Air Sebagai Fluida Panas Dan Fluida Dingin," *Menara Ilmu*, vol. 15, no. 1, pp. 1–8, 2021, doi: <https://doi.org/10.31869/mi.v15i1.2341>.
- [4] A. Husen, M. I. Akbar, and N. Cholis, "Analisis Pengaruh Kecepatan Aliran Fluida Dingin Terhadap Efektivitas Shell and Tube Heat Exchanger," *Bina Tek.*, vol. 16, no. 1, p. 1, 2020, doi: 10.54378/bt.v16i1.1324.
- [5] Donald Q. kern, *Process Heat Transfer_DQ_Kern.pdf*. 1950. [Online]. Available: https://www.academia.edu/30224410/Process_Heat_Transfer_DQ_Kern_pdf
- [6] K. J. Bell, *Tema Standards*. 2008. doi: 10.1615/atoz.t.tema_standards.
- [7] D. Sagala, E. Frimawaty, and A. Sodri, "Potensi Energi Terbarukan dari Pemanfaatan Energi Biogas POME (Palm Oil Mill Effluent) sebagai Sumber Energi Terbarukan di Provinsi Jambi," *J. Ilmu Lingkung.*, vol. 22, no. 1, pp. 205–214, 2023, doi: 10.14710/jil.22.1.205-214.
- [8] I. M. Ainursyam and N. Hendrawati, "Studi Perhitungan Heat Exchanger Tipe Double Pipe Sebelum Reaktor Pada Pra-Rancangan Pabrik Kimia Cucumber Soap Kapasitas Produksi 6.300 Ton/Tahun," *DISTILAT J. Teknol. Separasi*, vol. 8, no. 2, pp. 367–376, 2023, doi: 10.33795/distilat.v8i2.378.
- [9] V. G. I. Damanik, A. B. D. Nandiyanto, and T. Kurniawan, "Design Heat Exchanger Type Shell-Tube Mathematically With 2-Butanol Hot Fluid and Cold Fluid Steam for the Production of MEK," *J. Ilm. Widayaiswara*, vol. 2, no. 1, pp. 1–11, 2022, doi: 10.35912/jiw.v2i1.1777.

-
- [10] G. Di Bono, M. Corcione, and A. Quintino, "Systematic comparative analysis of Kern and Bell-Delaware methods for the design of shell-and-tube heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 278, no. PC, p. 127327, 2025, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.127327.
- [11] M. R. Zain and A. Mustain, "Evaluasi Efisiensi Heat Exchanger (He - 4000) Dengan Metode Kern," *DISTILAT J. Teknol. Separasi*, vol. 6, no. 2, pp. 415–421, 2023, doi: 10.33795/distilat.v6i2.133.
- [12] A. F. Musyaffa, N. Hifdzia, B. R. Hutabalian, and T. Sriana, "OPTIMALISASI KINERJA HEAT EXCHANGER -02 PUSAT PENGEMBANGAN SUMBER DAYA MANUSIA MINYAK DAN GAS BUMI (PPSDM MIGAS CEPU)," *Pros. Semin. Nas. Teknol. Energi Dan Miner.*, vol. 4, no. November, pp. 1215–1224, 2024, doi: <https://doi.org/10.53026/prosidingsntem.v4i1.380>.
- [13] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. 2007. doi: 10.1002/9780470172605.
- [14] J. Browning, *Heat exchangers*, vol. 113, no. 2. 2006.
- [15] M. Chinnamukku, J. Rani, G. J. Basha, and G. M. P. Yadav, "Numerical Investigation of Baffle Cut Influence on Shell-Side Flow Characteristics in a Shell and Tube Heat Exchanger," *Int. J. Sci. Res. Eng. Manag.*, vol. 10, no. 03, pp. 1–9, 2026, doi: 10.55041/IJSREM57247.
- [16] N. Sayoud, M. Kermiche, H. Touati, U. De Poitiers, U. M. R. Cnrs, and M. Doré, "Identification of the Effect of Mass Flow Rate and Hydrogen to Hydrocarbon Ratio on the Thermal Performance of a Shell and Tube Heat Exchanger – An Industrial Case Study," *Int. J. Heat Technol.*, vol. 40, no. 6, pp. 1349–1358, 2022, doi: <https://doi.org/10.18280/ijht.400601>.
- [17] R. Schab, A. Kutschabsky, S. Unz, and M. Beckmann, "Numerical investigation of tubeside maldistribution in shell - and - tube heat exchangers," *Heat Mass Transf.*, vol. 60, no. 5, pp. 851–859, 2024, doi: 10.1007/s00231-023-03385-5.
- [18] I. G. D. Susila and I. M. Arsana, "Pengaruh Baffle Spacing Terhadap Efektivitas Penukar Panas Shell and Tube Jenis Orientation Triple-Segmental Baffle," *J. Tek. Mesin*, vol. 11, no. 3, pp. 151–160, 2023.