

Pengaruh Suhu Fluida Pendingin Terhadap Temperatur Keluar, Destilat Pada *Plate Heat Exchanger* Dengan Menggunakan *Software* HTRI

The Effect of Cooling Fluid Temperature on Outlet Temperature and Distillate in a Plate Heat Exchanger Using HTRI Software

Havana Lubis¹, Amri Abdullah^{1,*}, Choirul Anwar¹

¹Program Studi Teknik Mesin, Sekolah Tinggi Teknologi Wastukancana, Purwakarta 41151, Indonesia

Abstrak: Penelitian ini membahas pengaruh variasi suhu fluida pendingin terhadap temperatur keluar destilat pada *plate heat exchanger* (PHE) dengan bantuan perangkat lunak *Heat Transfer Research Inc. (HTRI)*. Efisiensi kinerja *heat exchanger* sangat dipengaruhi oleh kondisi operasi, khususnya suhu masuk fluida pendingin ($T_{c,in}$). Penelitian dilakukan pada unit PHE 1-E-005 di PT Multi Nitrotama Kimia Cikampek dengan tiga variasi suhu masuk fluida pendingin, yaitu 30°C, 32°C, dan 35°C. Metode penelitian meliputi perhitungan teoritis menggunakan neraca panas, LMTD, NTU- ϵ , serta simulasi numerik dengan perangkat lunak HTRI 9.0. Parameter yang dianalisis meliputi temperatur keluar fluida panas ($T_{h,out}$), temperatur keluar fluida dingin ($T_{c,out}$), laju perpindahan panas (Q), serta efektivitas perpindahan panas. Hasil penelitian menunjukkan bahwa kenaikan suhu masuk fluida pendingin menyebabkan kenaikan temperatur keluar baik pada fluida panas maupun dingin, namun efektivitas perpindahan panas menurun. Pada $T_{c,in}$ 30°C diperoleh $T_{h,out}$ = 31,35°C dan $T_{c,out}$ = 34,32°C dengan Q sebesar 1875,7 kJ/s. Pada $T_{c,in}$ 35°C, $T_{h,out}$ meningkat menjadi 35,71°C dan $T_{c,out}$ menjadi 37,41°C, tetapi Q menurun menjadi 1045,7 kJ/s. Nilai *Effective Mean Temperature Difference* (EMTD) juga menurun dari 3,47°C pada $T_{c,in}$ 30°C menjadi 1,88°C pada $T_{c,in}$ 35°C. Perbandingan hasil perhitungan manual dan simulasi HTRI menunjukkan deviasi yang sangat kecil (<1%), sehingga dapat disimpulkan bahwa HTRI memiliki akurasi tinggi dan layak digunakan sebagai alat bantu analisis termal. Penelitian ini menegaskan bahwa pengaturan suhu fluida pendingin pada kisaran lebih rendah mampu meningkatkan performa PHE dan mendukung proses absorpsi yang lebih efisien.

Kata kunci: *Plate Heat Exchanger*, suhu fluida pendingin, HTRI, efektivitas perpindahan panas, EMTD

Abstract: This study investigates the effect of cooling fluid inlet temperature on the outlet temperature of distillate in a plate heat exchanger (PHE) using Heat Transfer Research Inc. (HTRI) software. The efficiency of a heat exchanger is strongly influenced by operating conditions, particularly the inlet temperature of the cooling fluid ($T_{c,in}$). The research was conducted on the PHE 1-E-005 unit at PT Multi Nitrotama Kimia Cikampek with three inlet temperature variations of 30°C, 32°C, and 35°C. The methodology consists of theoretical calculations based on heat balance, Log Mean Temperature Difference (LMTD), and NTU- ϵ effectiveness method, as well as numerical simulations using HTRI 9.0. The main parameters analyzed include hot fluid outlet temperature ($T_{h,out}$), cold fluid outlet temperature ($T_{c,out}$), heat duty (Q), and heat exchanger effectiveness. The results indicate that increasing the cooling fluid inlet temperature leads to higher outlet temperatures of both hot and cold fluids but reduces heat transfer effectiveness. At $T_{c,in}$ of 30°C, the results show $T_{h,out}$ = 31.35°C and $T_{c,out}$ = 34.32°C with Q = 1875.7 kJ/s. At $T_{c,in}$ of 35°C, $T_{h,out}$ rises to 35.71°C and $T_{c,out}$ to 37.41°C, while Q decreases to 1045.7 kJ/s. The Effective Mean Temperature Difference (EMTD) also decreases from 3.47°C at $T_{c,in}$ of 30°C to 1.88°C at $T_{c,in}$ of 35°C. A comparison between manual calculations and

* Penulis Korespondensi: amri@wastukancana.ac.id

HTRI simulations shows very small deviations ($<1\%$), confirming that HTRI provides high accuracy and is reliable as a thermal analysis tool. This study concludes that operating the cooling fluid at lower inlet temperatures significantly enhances PHE performance and supports a more efficient absorption process.

Keywords: Plate Heat Exchanger, cooling fluid temperature, HTRI, heat transfer effectiveness, EMTD

1. Pendahuluan

Dalam dunia industri kimia, efisiensi proses menjadi faktor penting untuk mencapai target produksi yang optimal. Salah satu proses yang vital adalah absorpsi gas, yaitu proses pemisahan komponen gas ke dalam fasa cair. Proses ini banyak digunakan di pabrik NA1 dan NA2, di mana gas tertentu diserap oleh cairan penyerap melalui kontak langsung di dalam absorber. Keberhasilan proses absorpsi ini sangat dipengaruhi oleh suhu dan tekanan sistem, yang pada dasarnya bergantung pada efektivitas alat bantu penukar panas, yaitu heat exchanger.

Menurut F. A. S. Mota dkk, Kedua aliran masuk dari sudut dan melewati bagian atas dan bawah plat-plat parallel dengan fluida panas melewati (ruang antar plat) genap dan fluida dingin melewati (ruang antar plat) ganjil. Plat-plat dapat dipasang secara melingkar agar dapat memberikan perpindahan panas yang besar dan mencegah terjadinya *fouling* (deposit yang tidak diinginkan) [1].

Heat exchanger tipe ini termasuk tipe yang banyak dipergunakan pada dunia industri, bisa digunakan sebagai pendingin air, pendingin oli, dan sebagainya. Prinsip kerjanya adalah aliran dua atau lebih fluida kerja diatur oleh adanya gasket-gasket yang di desain sedemikian rupa sehingga masing-masing fluida dapat mengalir di plat-plat yang berbeda.

Jenis ini terdiri dari bingkai-bingkai dan plat-plat yang disusun rapat, permukaan plat mempunyai alur-alur yang berpasangan sehingga jika dirangkai mempunyai dua aliran. *Heat exchanger* ini digunakan untuk temperatur dan tekanan rendah seperti mendinginkan *cooling water*.

Menurut S. I. A. Agustina Neraca panas (*heat balance*) merupakan prinsip dasar dalam analisis perpindahan kalor, yang menyatakan bahwa energi tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan, melainkan hanya berubah bentuk. Dalam konteks sistem penukar kalor, neraca panas digunakan untuk memastikan bahwa jumlah energi panas yang hilang dari fluida panas sama dengan jumlah energi yang diterima oleh fluida dingin, dengan mempertimbangkan kemungkinan adanya kehilangan panas ke lingkungan[2].

Menurut M. Nitsche dan R. O. Gbadamosi *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) merupakan metode yang digunakan untuk menghitung perbedaan temperatur rata-rata secara logaritmik antara dua fluida dalam alat penukar kalor (*heat exchanger*). LMTD sangat penting karena perpindahan panas dalam *heat exchanger* dipengaruhi oleh perbedaan suhu antara fluida panas dan dingin sepanjang permukaan perpindahan kalor [3].

Menurut N. Titahelu dan S. J. Litilo [4] Koefisien perpindahan panas (*heat transfer coefficient*) adalah parameter penting dalam proses perpindahan panas yang menyatakan seberapa efektif panas ditransfer antara permukaan padat dan fluida (atau antar dua fluida melalui dinding pemisah) per satuan luas dan per satuan selisih suhu. Besarnya koefisien ini sangat dipengaruhi oleh jenis fluida, kecepatan aliran, kondisi permukaan, serta mode perpindahan panas (konduksi, konveksi, atau kombinasi) .

Menurut A. Ansar dkk Laju kapasitas panas (*heat capacity rate*) merupakan besaran yang menunjukkan kemampuan suatu aliran fluida dalam menyerap atau melepaskan panas per satuan perubahan suhu. Besaran ini diperoleh dari hasil perkalian antara laju aliran massa fluida ($\dot{m}$) dan kapasitas panas fluida (C_p). Laju kapasitas panas sangat penting dalam analisis sistem penukar panas karena menentukan seberapa besar energi termal yang dapat ditransfer

antara dua fluida. Fluida dengan laju kapasitas panas lebih kecil biasanya akan mengalami perubahan suhu yang lebih besar selama proses perpindahan panas, sehingga memengaruhi efisiensi dan efektivitas sistem secara keseluruhan [5].

Menurut H. A. Navarro, dkk [6] *Number of Transfer Units* (NTU) adalah parameter dalam analisis penukar panas yang menggambarkan efektivitas perpindahan panas antara dua fluida. NTU menunjukkan seberapa besar kapasitas penukar panas dibandingkan dengan kapasitas panas minimum dari fluida yang mengalir. Semakin besar nilai NTU, semakin besar potensi perpindahan panas yang dapat terjadi. Nilai ini sangat penting dalam metode NTU- ϵ (effectiveness), terutama saat kondisi outlet suhu tidak diketahui. Dengan demikian, NTU menjadi salah satu ukuran utama dalam merancang dan mengevaluasi kinerja penukar panas secara termal. Nilai NTU dirumuskan sebagai berikut

Menurut K. Umurani dkk [7] Efektivitas penukar panas (ϵ) merupakan parameter yang menunjukkan seberapa besar panas yang benar-benar ditransfer dibandingkan dengan panas maksimum yang mungkin ditransfer dalam kondisi ideal. Salah satu metode untuk menghitung efektivitas adalah pendekatan NTU- ϵ , yang menggunakan *Number of Transfer Units* (NTU) dan rasio kapasitas panas antar fluida (C). Metode ini sangat berguna ketika suhu keluaran tidak diketahui, karena hanya memerlukan data geometri penukar panas dan sifat aliran fluida. Dengan mengetahui nilai NTU dan C , efektivitas dapat dihitung untuk mengevaluasi kinerja termal penukar panas secara lebih akurat.

Menurut F. Incropera P dkk [8] dalam analisis termal pada sistem perpindahan panas, perhitungan kapasitas kalor campuran diperlukan untuk menentukan seberapa besar energi yang dibutuhkan untuk menaikkan suhu suatu campuran fluida. Kapasitas kalor campuran dihitung dengan mempertimbangkan laju alir massa dan kapasitas kalor spesifik masing-masing fluida yang dicampur.

Menurut D. S. Widodo, dkk [9] Laju perpindahan panas maksimum merupakan nilai teoritis terbesar dari panas yang dapat ditransfer antara dua aliran fluida dalam suatu sistem penukar panas. Nilai ini ditentukan oleh kapasitas panas minimum dari kedua fluida dan perbedaan suhu masuk antara fluida panas dan dingin.

2. Metode

2.1 Variabel Penelitian

Pada Penelitian terdapat tiga variable penelitian yang antara lain

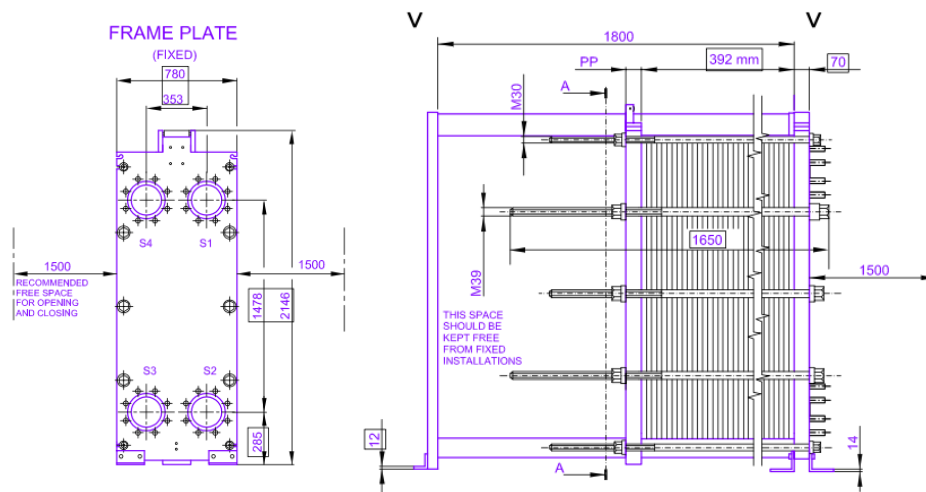
- a. Variabel bebas
Dalam penelitian ini variable bebasnya adalah suhu masuk fluida service (*cooling water*) yaitu pada suhu 30°C, 32°C, 35°C
- b. Variabel terikat
Dalam penelitian ini variable terikatnya adalah suhu keluar fluida service (*cooling water*) dan suhu keluar destilat (H₂O + ammonium nitrat)
- c. Variabel control
Variabel kontrol dalam penelitian ini antara lain diperlihatkan pada table dibawah di lihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Variabel kontrol

Kompoenen Fludai	Cold side (fluida service) = H2O
Temperature Hot Side (destilat)	Hot Side (destilat) = H2O + 0,79 % Amonium nitrat
Laju alir fluida	41,2°C
Kondisi existing	Temperature masuk fluida panas = 41,2°C Temperature keluar fluida panas = 35,6°C Temperature masuk fluida panas = 33°C Temperature masuk fluida panas = 35,5°C Laju alir fluida dingin (cold side) = 102,7 kg/s Laju alir fluida panas (hot side) = 45,05 kg/s

2.2 PHE 1-E-005

Plate Heat Exchanger 1-E-005 menggunakan PHE keluaran Alfa Laval dengan serie T-20 FG Berikut adalah gambar spesifikasi dari Plate Heat Exchanger T-20 FG



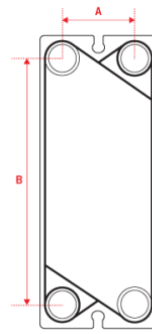
Gambar 1. PHE 1-E-005

Adapun spesifikasi PHE dapat dilihat pada Table 2

Tabel 2. Spesifikasi PHE1-E-005

H(mm)	W(mm)	h(mm)	A(m2)
780	2146	285	72,3

Sedangkan untuk platnya sendiri menggunakan plat dengan merk yang sama dengan serie T-20 B dengan spesifikasi seperti gambar 2.



Gambar 2. Plat PHE 1-E-005

Dimensi plat dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Dimensi plat		
A (mm)	B (mm)	Material
353	1478	316 Stainless steel

2.3 Perhitungan Teoritis

Perhitungan teoritis digunakan untuk menghitung performa dan kinerja dari Plate Heat Exchanger 1-E-005 serta menghitung temperature keluar fluida panas ($T_{h,out}$) dan temperature keluar fluida dingin ($T_{c,out}$). Perhitungan digunakan untuk mencari variable seperti pada Table 4.

Tabel 4. Variabel perhitungan	
Variable	Satuan
Neraca panas (Q)	kJ/s
Log Mean Temperature Diference (LTMD)	K
Koefisien perpindahan panas keseluruhan (U)	$J/m^2 K$
Laju Kapasitas Panas (C)	kJ/k
Rasio Laju kapasitas Panas (Cr)	-
Number of Transfer Units (NTU)	-
Efektivitas Heat Exchanger (ϵ)	%
Laju perpindahan panas maksimal (Q_{max})	kJ/s
Laju perpindahan panas actual (Q_{aktual})	kJ/s
Temperature keluar fluida panas ($T_{h,out}$)	$^{\circ}C$
Temperature keluar fluida dingin ($T_{c,out}$)	$^{\circ}C$

Adapun rumus-rumus yang digunakan untuk perhitungan teoritis antara lain

a. Neraca Panas

$$\dot{m}_c \cdot C_{p,c} \cdot \Delta T_c = \dot{m}_h \cdot C_{p,h} \cdot \Delta T_h \quad (1)$$

Dimana:

$\dot{m}_c$: Laju aliran massa Fluida dingin (kg/s)

$\dot{m}_h$: Laju aliran massa Fluida panas (kg/s)

$C_{p,c}$: kalor jenis fluida dingin (kJ/kg·K)

$C_{p,h}$: kalor jenis fluida panas (kJ/kg·K)

ΔT_c : Perbedaan suhu Fluida dingin (K)

ΔT_h : Perbedaan suhu Fluida Panas (K)

b. Log Mean Temperature Diference (LMTD)

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,in}) - (T_{h,out} - T_{c,out})}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{c,in}}{T_{h,out} - T_{c,out}} \right)} \quad (2)$$

Dimana:

$T_{h,in}$: Suhu masuk fluida panas (°C atau K)

$T_{c,in}$: Suhu masuk fluida dingin (°C atau K)

$T_{h,out}$: Suhu keluar fluida panas (°C atau K)

$T_{c,out}$: Suhu keluar fluida dingin (°C atau K)

c. Koefisien Perpindahan Panas

$$U = \frac{Q}{A \Delta T_{LMTD}} \quad (3)$$

Dimana :

Q : Laju perpindahan panas (W atau kJ/s)

A : Luas permukaan perpindahan panas (m²)

ΔT_{LMTD} : Selisih suhu rata-rata logaritmik (K)

d. Laju Perpindahan Panas

$$C = \dot{m} \cdot C_p \quad (4)$$

Dimana

C = Laju kapasitas panas minimal atau maksimal (kJ/K)

$\dot{m}$ = laju perpindahan panas fluida (kJ/s)

C_p = kapasitas panas fluida (kJ/kg·K)

e. Number of Transfer Units (NTU)

$$NTU = \frac{U X A}{C_{min}} \quad (5)$$

Dimana:

NTU = number of transfer units

U = koefisien perpindahan panas (kJ/m²·K)

A = luas perpindahan panas efektif (m²)

C_{min} = laju perpindahan panas minimal (kJ/K)

f. Efisiensi Heat Exchanger

$$\varepsilon = \left(\frac{1 - e^{-(NTU(1-C))}}{(1 - C) \cdot e^{-(NTU(1-C))}} \right) \times 100\% \quad (6)$$

Dimana

ε = efisiensi (%)

C = rasio laju kapasitas panas

g. Kapasitas Kalor Campuran

$$C_p = \frac{(\dot{m}_1 \cdot C_{p,1}) + (\dot{m}_2 \cdot C_2)}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (7)$$

Dimana

C_p = kapasitas fluida campuran (kJ/kg.K)

$\dot{m}_1$ = Laju alir massa fluida 1 (kg/h)

$C_{p,1}$ = kapasitas fluida 1 (kJ/kg.K)

$\dot{m}_2$ = Laju alir massa fluida 2 (kg/h)

$C_{p,1}$ = kapasitas fluida 2 (kJ/kg.K)

h. Laju perpindahan panas maksimum

$$Q_{max} = C_{min} \times (T_{h,in} - T_{c2,in}) \quad (8)$$

Dimana:

Q_{max} = Laju perpindahahan panas maksimal (kJ/s)

C_{min} = laju kapasitas perpindahan panas minimal (kJ/K)

$T_{h,in}$ = Suhu masuk fluida panas (K)

$T_{c2,in}$ = suhu masuk fluida dingin (K)

i. Laju perpindahan panas actual

$$Q_{aktual} = \varepsilon \times Q_{max} \quad (9)$$

Dimana :

Q_{aktual} = Laju perpindahan panas aktual

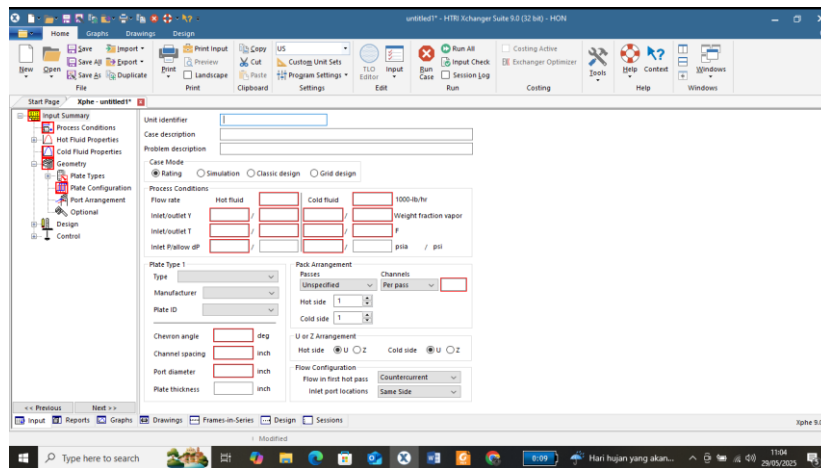
Q_{max} = laju perpindahan panas maksimal

ε = efisiensi

Dalam persamaan ini yang akan digunakan untuk analisis perhitunga teoritis pada PHE.

2.4 Simulasi HTRI

Heat Transfer Research, Inc. (HTRI) merupakan organisasi independen yang berfokus pada penelitian dan pengembangan teknologi perpindahan panas. Salah satu kontribusinya adalah perangkat lunak HTRI yang digunakan secara luas dalam desain, simulasi, dan evaluasi kinerja berbagai jenis penukar kalor, termasuk plate heat exchanger. Perangkat lunak ini tidak hanya berfungsi untuk desain awal, tetapi juga mampu memprediksi performa di berbagai kondisi operasi serta melakukan fungsi *rating* untuk memverifikasi kesesuaian desain dengan kebutuhan operasional. Dengan demikian, HTRI menjadi alat yang esensial dalam mendukung optimasi, analisis, hingga validasi kinerja penukar kalor pada industri proses.



Gambar 3. Simulasi HTRI 9.0

3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Performa Existing PHE 1-E-005

Laju perpindahan panas (Q) sebesar 1073,215 kJ/s menunjukkan kemampuan heat exchanger dalam mentransfer energi panas dari fluida panas ke fluida dingin. Nilai LMTD yang hanya 1,84 K menandakan perbedaan temperatur rata-rata antara kedua fluida relatif kecil, sehingga driving force perpindahan panas cukup rendah. Koefisien perpindahan panas (U) bernilai 8,07 kJ/m²·K, yang mencerminkan kemampuan sistem dalam menghantarkan panas melalui permukaan pelat. Kapasitas panas fluida dingin (C_c) lebih besar dibandingkan fluida panas (429,29 vs 187,6 kJ/K), sehingga fluida panas menjadi faktor pembatas dalam proses perpindahan panas. Nilai rasio kapasitas panas ($C = 0,437$) mengindikasikan adanya ketidakseimbangan kapasitas panas antara kedua fluida, dengan fluida panas sebagai C_{min} . Nilai NTU = 3,11 termasuk dalam kategori sedang-tinggi, yang menunjukkan bahwa luas permukaan perpindahan panas relatif memadai terhadap kapasitas panas fluida. Secara keseluruhan, efektivitas (ϵ) sebesar 89,9% tergolong sangat baik, menandakan heat exchanger mampu mentransfer panas mendekati kondisi ideal, meskipun terdapat keterbatasan akibat rendahnya nilai LMTD.

Hasil dari analisa teoritis Performa Existing PHE 1-E-005 dapat dilihat pada Table 5.

Tabel 5. Performa Existing PHE 1-E-005

Parameter	Hasil	Satuan
Laju perpindahan panas (Q)	1,073,215	kJ/s
Log Mean Temperature Difference (LTMD)	1,84	K
Koefisien perpindahan panas (U)	8,07	kJ/m ² ·K
Kapasitas panas fluida dingin (C_c)	429,29	kJ/K
Kapasitas panas fluida panas (Ch)	187,6	kJ/K
Rasio kapasitas panas (C)	0,437	–
Number of Transfer Units (NTU)	3,11	–
Efektivitas Heat Exchanger (ϵ)	89,9	%

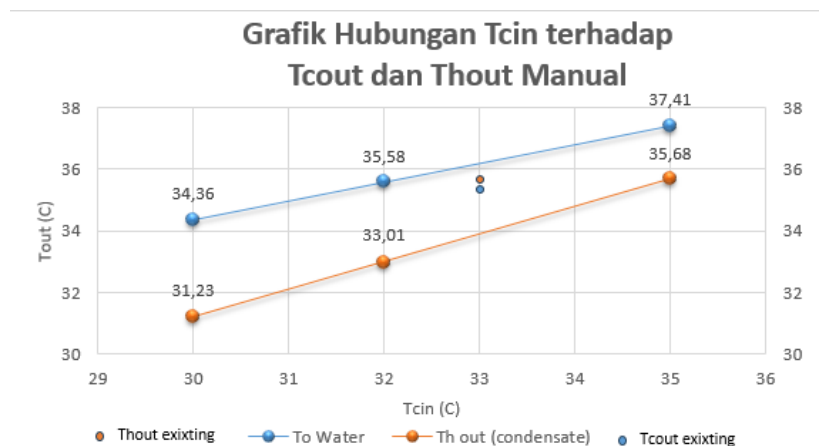
3.2 Analisa Suhu Dengan Perhitungan Teoritis

Setelah menggunakan perhitungan manual beberapa parameter dapat dilihat pada Table 6.

Tabel 6. Analisa Suhu Dengan Perhitungan Teoritis

$T_{c,in}$ (°C)	Q_{max} (kJ/s)	Q_{aktual} (kJ/s)	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)
30	2101,12	1869,997	31,1	34,43
32	1725,92	1536,069	32,87	35,58
35	1163,12	1035,177	35,54	37,41

Grafik perbandingan Suhu Fluida Service ($T_{c,in}$) Terhadap Suhu Keluar Fluida Utama ($T_{h,out}$) dan Fluida Service ($T_{c,out}$) dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4. Grafik analisa suhu dengan perhitungan teoritis

Grafik di atas menunjukkan hubungan antara suhu masuk fluida dingin ($T_{c,in}$) terhadap suhu keluar fluida dingin ($T_{c,out}$) dan suhu keluar fluida panas ($T_{h,out}$) pada sistem penukar panas. Terlihat bahwa ketika $T_{c,in}$ meningkat dari 30°C menjadi 35°C, suhu keluar fluida dingin (To Water) juga meningkat dari 34,36°C menjadi 37,41°C. Ini menunjukkan adanya peningkatan sebesar 8,89%.

Sementara itu, suhu keluar fluida panas ($T_{h,out}$ condensate) juga mengalami peningkatan dari 31,23°C menjadi 35,68°C, dengan total kenaikan sebesar 14,22%. Kenaikan ini menunjukkan bahwa semakin tinggi suhu masuk fluida dingin, maka transfer panas menjadi lebih efektif, sehingga baik suhu fluida dingin maupun fluida panas yang keluar dari sistem ikut meningkat.

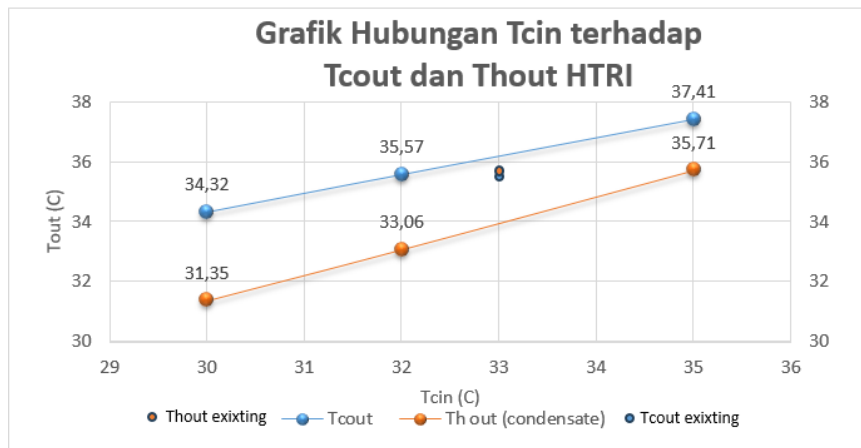
3.3 Analisa Suhu Dengan HTRI

Setelah menggunakan *software* HTRI beberapa parameter dapat dilihat pada Table 7.

Tabel 6. Analisa Suhu Dengan Perhitungan Teoritis

$T_{c,in}$	$T_{h,out}$ (°C)	$T_{c,out}$ (°C)	Q (kJ/s)	$T_{c,in}$
30	31,35	34,32	1875,7	30
32	33,06	35,57	1550,4	32
35	35,71	37,41	1045,7	35

Grafik perbandingan Suhu Fluida Service ($T_{c,in}$) Terhadap Suhu Keluar Fluida Utama ($T_{h,out}$) dan Fluida Service ($T_{c,out}$) dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 5. Grafik analisa suhu dengan HTRI

Grafik di atas menunjukkan hubungan antara suhu masuk fluida dingin (T_{cin}) terhadap suhu keluar fluida dingin (T_{cout}) dan suhu keluar fluida panas (T_{hout}) berdasarkan hasil simulasi HTRI. Terlihat bahwa seiring meningkatnya T_{cin} dari 30°C ke 35°C, baik T_{cout} maupun T_{hout} juga mengalami kenaikan.

Pada saat T_{cin} sebesar 30°C, T_{cout} tercatat sebesar 34,32°C dan T_{hout} sebesar 31,35°C. Ketika T_{cin} meningkat menjadi 32°C, T_{cout} naik menjadi 35,57°C dan T_{hout} menjadi 33,06°C. Lalu pada T_{cin} 35°C, T_{cout} mencapai 37,41°C dan T_{hout} naik ke 35,71°C.

Secara persentase, T_{cout} mengalami peningkatan sekitar 9,03% dari kondisi awal, sedangkan T_{hout} meningkat sekitar 13,91%. Kenaikan suhu ini menunjukkan bahwa semakin tinggi suhu awal fluida dingin, semakin besar suhu akhirnya, dengan tren kenaikan suhu pada sisi fluida panas sedikit lebih besar secara persentase dibandingkan pada sisi fluida dingin. Hal ini mengindikasikan bahwa perbedaan suhu antar fluida semakin kecil, sehingga driving force perpindahan panas menurun.

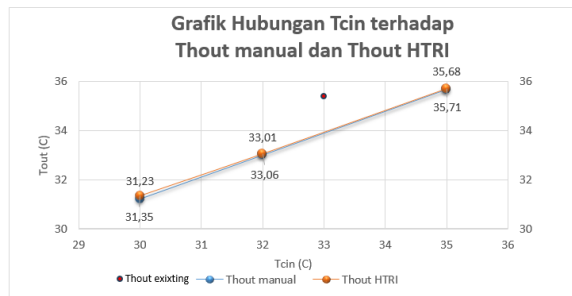
3.4 Analisa perbandingan pengaruh suhu $T_{c,in}$ plate heat exchanger dengan suhu $T_{h,out}$ dan $T_{c,out}$ dengan perhitungan manual dan HTRI

Perbandingan pengaruh suhu $T_{c,in}$ plate heat exchanger dengan suhu $T_{h,out}$ dan $T_{c,out}$ dengan perhitungan manual dan HTRI dapat dilihat di pada Table 8.

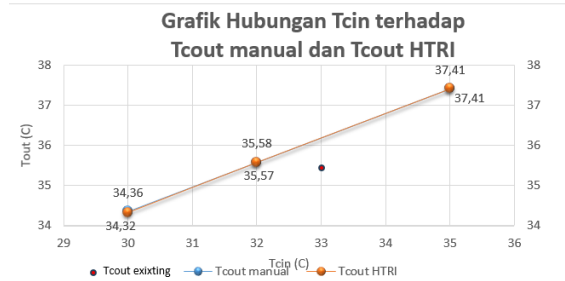
Tabel 8. Hasil perbandingan pengaruh suhu $T_{c,in}$ plate heat exchanger dengan suhu $T_{h,out}$ dan $T_{c,out}$ dengan perhitungan manual dan HTRI

$T_{c,in}$	$T_{h,out}$ (°C)		$T_{c,out}$ (°C)	
	Perhitungan	HTRI	Perhitungan	HTRI
30	31,23	31,35	34,36	34,32
32	33,01	33,06	35,58	35,57
35	35,68	35,71	37,41	37,41

Grafik perbandingan Perbandingan pengaruh suhu $T_{c,in}$ plate heat exchanger dengan suhu $T_{h,out}$ dan $T_{c,out}$ dengan perhitungan manual dan HTRI dapat dilihat di Gambar 6. dan Gambar 7.



Gambar 6. Grafik perbandingan pengaruh suhu $T_{c,in}$ plate heat exchanger dengan suhu $T_{h,out}$ dengan perhitungan manual dan HTRI



Gambar 7. Grafik perbandingan pengaruh suhu $T_{c,in}$ plate heat exchanger dengan suhu $T_{c,out}$

Grafik di atas menunjukkan hubungan antara suhu masuk fluida dingin ($T_{c,in}$) terhadap suhu keluar fluida panas ($T_{h,out}$) yang diperoleh melalui perhitungan manual dan menggunakan perangkat lunak HTRI. Secara umum, terlihat bahwa baik hasil perhitungan manual maupun HTRI menunjukkan tren peningkatan suhu $T_{h,out}$ seiring meningkatnya $T_{c,in}$ dari 30°C hingga 35°C. Namun, terdapat selisih nilai antara keduanya yang dapat dihitung dalam bentuk persentase perbedaan.

Pada suhu $T_{c,in}$ 30°C, suhu keluar dari hasil perhitungan manual adalah 31,23°C, sedangkan hasil dari HTRI adalah 31,35°C. Selisih antara keduanya sebesar 0,12°C, yang menghasilkan persentase perbedaan sekitar 0,38%. Selanjutnya, pada $T_{c,in}$ 32°C, suhu keluar dari perhitungan manual adalah 33,01°C, sedangkan hasil HTRI adalah 33,06°C. Selisihnya sebesar 0,05°C, dengan persentase perbedaan sekitar 0,15%. Terakhir, pada

Grafik pada Gambar 4.7 menunjukkan hubungan antara suhu masuk fluida panas ($T_{c,in}$) terhadap suhu keluar fluida panas ($T_{c,out}$) yang diperoleh melalui perhitungan manual dan simulasi menggunakan perangkat lunak HTRI. Sumbu horizontal (X) merepresentasikan nilai $T_{c,in}$ dalam satuan °C, sedangkan sumbu vertikal (Y) menunjukkan nilai $T_{c,out}$ dalam °C. Dari grafik terlihat bahwa baik hasil perhitungan manual maupun simulasi HTRI menunjukkan tren kenaikan $T_{c,out}$ seiring dengan meningkatnya $T_{c,in}$. Pada $T_{c,in}$ sebesar 30 °C, $T_{c,out}$ hasil perhitungan manual adalah 34,32 °C dan hasil HTRI adalah 34,36 °C, dengan selisih yang sangat kecil. Pada $T_{c,in}$ sebesar 32 °C, $T_{c,out}$ manual adalah 35,57 °C dan HTRI sebesar 35,58 °C. Begitu pula pada $T_{c,in}$ sebesar 35 °C, $T_{c,out}$ manual dan HTRI sama-sama menunjukkan nilai 37,41 °C. Perbedaan yang sangat kecil ini mengindikasikan bahwa hasil perhitungan manual memiliki tingkat akurasi yang tinggi dan sesuai dengan hasil simulasi HTRI, sehingga metode perhitungan yang digunakan dapat dikatakan valid.

4. Kesimpulan

Setelah melakukan perhitungan secara teoritis dan melakukan simulasi dengan software HTRI penulis dapat menarik beberapa Kesimpulan yaitu:

1. Simulasi HTRI memiliki akurasi tinggi terhadap perhitungan manual. Pada $T_{c,in}$ 30°C, perbedaan $T_{c,out}$ manual (34,36°C) dan HTRI (34,65°C) adalah 0,29°C (0,84%). Pada $T_{c,in}$ 32°C, selisihnya 0,26°C (0,73%), dan pada $T_{c,in}$ 35°C hanya 0,17°C (0,46%). Suhu keluar fluida dingin ($T_{c,out}$) juga menunjukkan kenaikan. Hasil perhitungan manual menunjukkan peningkatan dari 34,36°C menjadi 37,41°C, sedangkan simulasi HTRI memberikan hasil peningkatan dari 34,65°C menjadi 37,24°C.
2. Hasil $T_{h,out}$ juga menunjukkan selisih yang sangat kecil. Pada $T_{c,in}$ 30°C, $T_{h,out}$ manual 31,23°C dan HTRI 31,35°C (selisih 0,12°C atau 0,38%). Pada $T_{c,in}$ 32°C, selisihnya 0,05°C (0,15%), dan pada $T_{c,in}$ 35°C hanya 0,03°C (0,08%) Efektivitas perpindahan panas cenderung menurun seiring kenaikan suhu masuk fluida pendingin, karena selisih temperatur antara dua fluida menjadi semakin kecil. Hal ini ditunjukkan dengan nilai

EMTD yang menurun dari 2,53°C pada T_{cin} 30°C menjadi 2,27°C pada T_{cin} 35°C dalam simulasi HTTRI.

3. Tren hasil perhitungan manual dan HTTRI sejalan, keduanya menunjukkan bahwa kenaikan T_{cin} dari 30°C ke 35°C menghasilkan kenaikan T_{cout} dari 34,36°C ke 37,24°C, dan kenaikan T_{hout} dari 31,23°C ke 35,68°C.
4. Secara *Nilai Effective Mean Temperature Difference* (EMTD) menurun seiring kenaikan T_{cin} : pada T_{cin} 30°C sebesar 3,47°C, pada T_{cin} 32°C sebesar 2,80°C, dan pada T_{cin} 35°C hanya 1,88°C, yang mengindikasikan penurunan driving force perpindahan panas.
5. Efektivitas penukar panas menurun seiring kenaikan T_{cin} karena perbedaan suhu antarfluida semakin kecil, namun kinerja unit masih memenuhi batas desain yang direncanakan.

Daftar Pustaka

- [1] F. A. S. Mota, E. P. Carvalho, and M. A. S. S. Ravagnani, "Modeling and Design of Plate Heat Exchanger," in *Heat Transfer Studies and Applications*, 2015, pp. 165–199. doi: 10.5772/60885.
- [2] S. I. A. Agustina, "Perhitungan Neraca Panas dan Neraca Massa pada Proses Produksi Pelumas di PT. X di Tambun Bekasi," *J. Eng. Environmental Energy Sci.*, vol. 1, no. 2, pp. 83–88, 2022, doi: 10.31599/joes.v1i2.1298.
- [3] M. Nitsche and R. O. Gbadamosi, *Heat exchanger design guide: a practical guide for planning, selecting and designing of shell and tube exchangers*. Butterworth-Heinemann, 2015.
- [4] N. Titahelu and S. J. Litoloy, "Analisis Laju Kondensasi Akibat Pengaruh Kecepatan Udara Terhadap Karakteristik Perpindahan Panas Pada Oven Pengering Pati Sagu Kapasitas," *ALE Proceeding*, vol. 1, no. April, pp. 108–114, 2021, doi: 10.30598/ale.1.2018.108-114.
- [5] E. N. N. A. Ansar, A. Maylia, A. Chumaidi, and A. Kresmagus, "Evaluasi Efisiensi Heat Exchanger (E-3101) Pada Pabrik Alf3 Departemen Produksi Iii B Pt Petrokimia Gresik," *DISTILAT J. Teknol. Separasi*, vol. 7, no. 2, pp. 218–223, 2023, doi: 10.33795/distilat.v7i2.221.
- [6] H. A. Navarro, L. Cabezas-Gómez, J. R. B. Z. Filho, G. Ribatski, and J. M. Saiz-Jabardo, "Effectiveness - NTU data and analysis for air conditioning and refrigeration air coils," *J. Brazilian Soc. Mech. Sci. Eng.*, vol. 32, no. 3, pp. 218–226, 2010, doi: 10.1590/S1678-58782010000300004.
- [7] K. Umurani, A. Rudi Nasution, and & D. Irwansyah, "Perpindahan Panas Dan Penurunan Tekanan Pada Saluran Segiempat Dengan Rusuk V 90 Derajat," *J. Rekayasa Mterial, Manufaktur dan Energi*, vol. 4, no. 1, pp. 37–46, 2021, [Online]. Available: <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/>
- [8] F. Incropera P, D. Dewwit P, B. L.Theodore, and A. Lavine S, *Fundamentals of Heat Transfer*. 2007. doi: 10.1007/978-981-99-0957-5.
- [9] D. S. Widodo, R. Darmawan, and M. Aldila, "Evaluasi Heat Exchanger dan Boiler di PT Salim Ivomas Pratama Refinery Unit Surabaya," no. April, 2024.