

LAPORAN PENELITIAN



Pemanfaatan *Software* Heat Transfer Research Inc. (HTRI) dalam Perancangan *Double Pipe Heat Exchanger*

Disusun Oleh :

Nama : Ronald Akbar, ST., MT

NIDN : 0320099701

Anggota Mahasiswa :

Nama : Haqi Ashari

NRP : 1121800007

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
INSTITUT TEKNOLOGI INDONESIA
SEMESTER GANJIL 2022/2023**

LAPORAN PENELITIAN



Pemanfaatan *Software* Heat Transfer Research Inc. (HTRI) dalam Perancangan *Double Pipe Heat Exchanger*

Disusun Oleh :

Nama : Ronald Akbar, ST., MT

NIDN : 0320099701

Anggota Mahasiswa :

Nama : Haqi Ashari

NRP : 1121800007

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
INSTITUT TEKNOLOGI INDONESIA
SEMESTER GENAP 2021/2022**

SURAT TUGAS



INSTITUT TEKNOLOGI INDONESIA

Jl. Raya Puspiptek, Tangerang Selatan - 15314
(021) 7562757

www.iti.ac.id Institutteknologiindonesia @kampusITI Institut Teknologi Indonesia

SURAT TUGAS

No. : 014/ST-PLT/PRPM-PP/ITI/X/2022

Pertimbangan : Bahwa dalam rangka melaksanakan kegiatan Penelitian Bagi dosen Program Studi Teknik Mesin Institut Teknologi Indonesia, perlu dikeluarkan surat tugas.

Dasar :

1. Pembebanan Tugas Dosen Program Studi Teknik Mesin;
2. Surat Permohonan Tanggal 21 November 2022;
3. Kepentingan Institut Teknologi Indonesia.

DITUGASKAN

Kepada : Dosen Program Studi Teknik Mesin – ITI (Terlampir)

Untuk :

1. Melaksanakan kegiatan Penelitian pada Semester Ganjil Tahun Akademik 2022/2023;
2. Melaporkan hasil tugas kepada Kepala PRPM - ITI;
3. Dilaksanakan dengan penuh rasa tanggung jawab.

Tangerang Selatan, 21 November 2022

Pusat Riset dan Pengabdian Masyarakat
Institut Teknologi Indonesia
Kepala,



Prof. Dr. Ir. Joelianingsih, M.T

Tembusan Yth.

1. Wakil Rektor Bid APK
2. Ka. Biro SDMO
3. Ka. Prodi Teknik Mesin
4. Arsip

DAFTAR PENELITIAN DOSEN PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN SEMESTER GANJIL THN AKADEMIK: 2022/2023

Revisi 24 Januari 2023

NO	TOPIK PENELITIAN	BIDANG	NAMA DOSEN	SUMBER DANA	JUNLAH DANA (Rp)	KETERLIBATAN PRODI/INSTITUSI LAIN	KETERLIBATAN MAHASISWA
1	Model Deteksi Chatter pada Proses Pemrosesan Shoulder (side) Milling	Engineering and Technology	Ketua: Ir. Khalidul Jazhari, S.T., M.T., IPP	Mandiri	10.000.000	BRIN/UNDIP	Aji Umar Saad (NRP: 1121800021)
2	Studi Numerik Turbin Angin Sumbu Vertikal Tipe H-Darrieus NACA0032	Energi Baru dan Terbarukan	Ketua: Dr. Rudi Purwo Wijayanto, M.Sc Anggota: Imadudin	Mandiri	10.000.000	BRIN	Felix Akbar (NRP: 1121800039)
3	Uji Hlial Kalor Hasil Pioduksi dengan Decilawa Bertingkat Menggunakan Bahan Sampah Plastik Jenis ABS dan PET	Energi Baru dan Terbarukan	Ketua: Rudi Purwo Wijayanto Anggota: Dr. Irmopo, S.T., M.T.	Mandiri	10.000.000	BRIN	Francis (NRP: 1121800037)
4	Turbin Angin untuk Area Permukiman	Energi Baru dan Terbarukan	Ketua: Rudi Purwo Wijayanto Anggota: 1. Dr. Irmopo, S.T., M.T 2. Ir. J. Victor Tuspetai, S.T., M.T., Ph.D, IPM, ASEAN.Eng	Mandiri	10.000.000	Tidak ada	Felix Akbar (NRP: 1121800039)
5	Kelayakan Material Keramik Mijau Berbasis BaTiO3 - Bi (Ti)-xMg _{1-x} O ₃ untuk Memperoleh Sifat Dielektrik Non Linier pada Isolator Daya Elektronik Daya Menanggung Era Digitalisasi	Engineering and Technology	Prof. Dr. Ir. Dwida Susdiyanti, MSi, IPM, ASEAN Eng	Hibah Kemdikbudristek (Peningkatan Dasar Kompetensi Nasional)	171.700.000	Universitas Indonesia	Naufal Syahdan (NRP: 1121800025)
6	Analisis Stabilitas Impor Pita Beni dari Baja Indonesia Pada Tahun Kedua Pandemi Covid-19 (Tahun 2021)	Engineering and Technology	Dra. Perak Satrioati, M.Si	Mandiri	10.000.000	Tidak Ada	Melania Eriantoni M (NRP: 1121800035)
7	Pengaruh Holding Time pada Proses Pack Carburizing terhadap Sifat Mekanis Baja AISI 1045	Engineering and Technology	Ketua: Dr. Irmopo, S.T., M.T Anggota: Rudy Purwo Wijayanto	Mandiri	10.000.000	Tidak Ada	Muhammad Denny Setiawan (NRP: 1121800016)
8	Perancangan Alat Pelindung Diri Peserta Kontribusi dan Kejujaban	Engineering and Technology	Dip. -Ing. Muhammad Kurniadi Rayak, M.M	Mandiri	10.000.000	Tidak Ada	Andhien Rusliandi (NRP: 1122000016)
9	Pengaruh Interlayer pada Struktur Mikro dan Sifat Mekanis Friction Stir Welding	Engineering and Technology	Pahya Rupaeti, S.T., MT	Mandiri	10.000.000	Tidak Ada	Riki Eho Prasetyo (NRP: 1121800001)
10	Pemanfaatan Software Heat Transfer Research Inc. (HTI) dalam Perancangan Double Pipe Heat Exchanger	Engineering and Technology	Ronald Akbar, S.T., M.T	Mandiri	10.000.000	Tidak Ada	Hasy Ahmadi (NRP: 1121800007)
11	Preskripsi Keausan Pahat Milling pada proses pemakanan	Engineering and Technology	Ir. Achmad Zaki Rahman, S.T., M.T., IPM	Mandiri	10.000.000	BRIN/UNDIP	Dimas Wahyu Ezi (NRP: 1122000011)
12	Faktor yang Mempengaruhi Size Building Syndrome (SBS) pada Pekerja Kantoran Era New Normal	Keselamatan Kesehatan Kerja (Public Health And Safety)	Ir. Rullyuzul Rayak, MKES, IPM	Mandiri	10.000.000	Tidak ada	Francis Rubian (NRP: 1121800037)
13	Analisis Urunk Kerja Submersible Pump Type WQD 15-10 dengan Pengujian Pada Mesin MFT-D Pump Computer Test System	Engineering and Technology	Ir. J. Victor Tuspetai, S.T., M.T., Ph.D, IPM, ASEAN.Eng	Mandiri	10.000.000	PT. Mason Prime Technology	Angga Syahul Fathur Rapi (NRP: 1121900014)
14	Pengujian Beban Dinamis dengan Uji Fatigue Prototipe Implan Gigi Titanium Produksi Industri Lokal	Material dan Manufaktur	Ketua: Dr. Ir. J. Nyoman Ajur, M.Eng Anggota: Dr. Dri Wahyu Alam	BRIN	10.000.000	Pusat Material Magu- BRIN	L. Wilmam Saiful (NRP: 1121800030) Z. Meuthia Cahya Setiawan (NRP: 1121900037)

HALAMAN PENGESAHAN

Judul Penelitian : Pemanfaatan *Software* Heat Transfer Research Inc. (*HTRI*) dalam Perancangan *Double Pipe Heat Exchanger*

Pengusul

Nama Lengkap : Ronald Akbar, ST., MT
NIDN : 0310099701
Program Studi : Teknik Mesin
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Indonesia

Anggota Mahasiswa

Nama Lengkap : Haqi Ashari
NIDN : 1121800007
Program Studi : Teknik Mesin
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Indonesia

Lokasi Penelitian : Institut Teknologi Indonesia
Jarak PT ke Lokasi : -
Luaran yang Dihasilkan : Laporan Penelitian
Jangka Waktu Pelaksanaan : 6 Bulan
Biaya Total (RAB) : Rp. 10.000.000

Tangerang Selatan, 30 Januari 2023

Mengetahui

Ketua Program Studi Teknik Mesin - ITI


Ir. J. Victor Tuapetel, ST., MT., Ph.D., IPM., ASEAN. Eng
NIDN 0322096803

Pengusul



Ronald Akbar, ST., MT
NIDN 0320099701

Kepala Pusat Riset dan Pengabdian Kepada Masyarakat - ITI


Prof. Dr. Ir. Joelianingsih, MT

NIDN 0310076406

iv

Institut Teknologi Indonesia

KATA PENGANTAR

Puji serta syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, karena atas berkat, rahmat, dan karunia-Nya, penulis dapat menyelesaikan laporan penelitian ini. Penulisan laporan penelitian ini dilakukan dalam rangka melaksanakan salah satu kegiatan Tridharma Perguruan Tinggi yaitu Penelitian dan Pengembangan. Penulis menyadari bahwa tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, akan sangat sulit bagi penulis untuk menyelesaikan kegiatan ini. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada:

- (1) Ir. J. Victor Tuapetel, ST., MT., Ph.D., IPM., ASEAN. Eng selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Indonesia.
- (2) Prof. Dr. Ir. Joelianingsih, MT, selaku Kepala Pusat Riset dan Pengabdian Kepada Masyarakat, Institut Teknologi Indonesia.
- (3) Haqi Ashari yang bersedia berdiskusi mengenai penggunaan software HTRI.
- (4) Orang tua yang telah memberikan bantuan dukungan material dan moral.

Akhir kata, penulis berharap Allah SWT berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga laporan penelitian ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu.

Tangerang Selatan, 30 Januari 2023

Ronald Akbar, ST., MT

ABSTRAK

Perancangan *double pipe heat exchanger* telah dilakukan. Proses perancangan dalam penelitian ini terbagi menjadi dua metode yaitu perancangan dengan hitung manual dan perancangan dengan *software* HTRI. Nilai *overall heat transfer coefficient* pada proses hitung manual didapatkan sebesar 221,53 W/m²K. Proses perancangan dengan *software* HTRI dilakukan dengan cara menginput data-data dari kasus perancangan ke dalam *software*, dari hasil *running* didapatkan hasil *overall heat transfer coefficient* sebesar 213,58 W/m²K. Kedua hasil *heat transfer coefficient* ini jika dibandingkan menghasilkan deviasi sebesar 3,67%. Hasil deviasi ini dinilai sangat baik dikarenakan jauh dibawah nilai deviasi yang ditargetkan pada penelitian ini, yaitu $\leq 30\%$. Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa HTRI merupakan *software* penunjang perancangan *heat exchanger* dengan performa yang sangat memuaskan karena dapat membantu proses perancangan berdasarkan standar TEMA.

Kata Kunci : *Double pipe heat exchanger*, perancangan, *overall heat transfer coefficient*, HTRI, TEMA

DAFTAR ISI

LAPORAN PENELITIAN	i
SURAT TUGAS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iv
KATA PENGANTAR	v
ABSTRAK	vi
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	x
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Tujuan Penelitian.....	2
1.3 Ruang Lingkup Penelitian	2
1.4 Sistematika Penulisan.....	2
BAB 2 DASAR TEORI	3
2.1 Perpindahan Kalor	3
2.1.1 Konduksi	3
2.1.2 Konveksi	4
2.1.3 Radiasi.....	6
2.2 <i>Heat Exchanger</i>	7
2.2.1 <i>Heat Exchanger</i> Berdasarkan Proses Perpindahan Kalor yang Terjadi	8
2.2.2 <i>Heat Exchanger</i> Berdasarkan Profil Konstruksi Permukaan	9
2.2.3 <i>Heat Exchanger</i> Berdasarkan Arah Aliran Fluidanya	10
2.2.4 <i>Heat Exchanger</i> Berdasarkan TEMA (<i>Tubular Exchangers Manufacturer Associations</i>).....	12
2.3 HTRI (<i>Heat Transfer Research Inc.</i>).....	12
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	15
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	15
3.1.1 Proses Perancangan dengan Hitung Manual	16
3.1.2 Proses Perancangan dengan HTRI.....	17

3.2	Rumus Dasar yang Digunakan dalam Perancangan dengan Hitung Manual.....	17
3.2.1	Reynolds Number.....	17
3.2.2	Prandtl <i>Number</i>	18
3.2.3	Nusselt Number.....	18
3.2.4	<i>Heat Transfer Coefficient</i>	19
3.2.5	<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	19
3.3	Input yang Diberikan pada HTRI.....	20
BAB 4 PEMBAHASAN		24
4.1	Perancangan dengan Hitung Manual.....	24
4.1.1	<i>Tube Heat Transfer Coefficient</i>	30
4.1.2	<i>Shell Heat Transfer Coefficient</i>	33
4.1.3	<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	36
4.2	Perancangan dengan <i>Software</i> HTRI.....	37
4.3	Pembahasan	41
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN		43
5.1	Kesimpulan.....	43
5.2	Saran	43
DAFTAR PUSTAKA		44

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Perpindahan Kalor Konduksi	4
Gambar 2.2 Perpindahan Kalor Konveksi	5
Gambar 2.3 <i>Blackbody Radiation</i>	7
Gambar 2.4 (a) <i>Direct Contact</i> , (b) <i>Indirect Contact</i>	8
Gambar 2.5 (a) <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> , (b) <i>Plate Heat Exchanger</i>	9
Gambar 2.6 <i>Plate Heat Exchanger</i>	10
Gambar 2.7 (a) <i>Parallel Flow</i> , (b) <i>Counter Flow</i>	11
Gambar 2.8 <i>Cross Flow</i>	11
Gambar 2.9 Notasi <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> Berdasarkan TEMA	13
Gambar 2.10 <i>User Interface</i> HTRI	13
Gambar 2.10 <i>User Interface</i> HTRI (Lanjutan)	14
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian	15
Gambar 3.2 Input yang Diberikan pada Bagian <i>Input Summary</i>	21
Gambar 3.3 Input yang Diberikan pada Bagian <i>Process</i>	21
Gambar 3.4 Input yang Diberikan pada Bagian <i>Geometry</i>	22
Gambar 3.5 Input yang Diberikan pada Bagian <i>Exchanger</i>	22
Gambar 3.6 Input yang Diberikan pada Bagian <i>Tubes</i>	23
Gambar 3.7 Input yang Diberikan pada Bagian <i>Baffles</i>	23
Gambar 4.1 Grafik <i>Counter Flow</i> Perancangan.....	29
Gambar 4.2 Ilustrasi Diameter Hidrolik pada <i>Double Pipe Heat Exchanger</i>	33
Gambar 4.3 Menu Input Data HTRI	37
Gambar 4.4 Input pada Menu <i>Process</i>	38
Gambar 4.5 Input pada Menu <i>Hot Fluid</i> dan <i>Cold Fluid Properties</i>	38
Gambar 4.6 Input pada Menu <i>Hot Fluid</i> dan <i>Cold Fluid Properties</i> (Lanjutan)..	39
Gambar 4.7 Input yang Diberikan pada Menu <i>Geometry</i>	39
Gambar 4.8 Perintah <i>Running</i>	40
Gambar 4.9 Report Perancangan HTRI	40

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Hasil Iterasi T_{co} Air	27
Tabel 4.2 Properties Propana	28
Tabel 4.3 Properties Air	28
Tabel 4.4 Beberapa Nilai Asumsi <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> pada <i>Heat Exchanger</i>	30

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Munculnya proses intensifikasi dalam upaya meningkatkan kualitas dan kuantitas barang produksi menimbulkan kesadaran pihak produsen untuk menerapkan proses tersebut, tidak terkecuali dalam bidang alat penukar kalor atau *heat exchanger*. Pada bidang ini proses intensifikasi mendorong permintaan akan ukuran desain komponen yang beraneka ragam sesuai dengan standar dan kecanggihan teknologi dari segi perencanaannya. *Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA) merupakan acuan standar untuk merancang sebuah *heat exchanger*. Pada awalnya perancangan *heat exchanger* dilakukan secara manual mulai dari perhitungan sampai dengan gambar rancangannya. Namun proses perancangan yang dilakukan secara manual ini pastinya akan menimbulkan ketidakakuratan yang disebabkan oleh berbagai faktor, faktor yang dinilai paling berpengaruh adalah faktor fisik dan psikis dari perancangannya.

Seiring dengan berjalannya waktu berbagai *software* penunjang mulai bermunculan yang bertujuan membantu proses perancangan sebuah *heat exchanger*. Selain itu aplikasi-aplikasi ini juga berfungsi sebagai media validasi, apakah nilai-nilai perancangan yang telah dihitung sudah dinilai sesuai dengan hasil perhitungan simulasi ataupun bisa juga berlaku kebalikannya, apakah hasil simulasi yang dilakukan pada *software* sudah dinilai sesuai dengan hasil perancangan manual.

Oleh karena itu, dalam penelitian ini akan dilakukan perancangan sebuah *heat exchanger* dengan tipe pipa ganda (*double pipe*). Perancangan dilakukan dengan dua metode yaitu dihitung dengan manual dan menggunakan *software* HTRI (Heat Transfer Research Inc.). Hasil perancangan manual berupa *heat transfer coefficient* keseluruhan (*overall heat transfer coefficient*) akan dibandingkan dengan hasil output desain HTRI dan akan diketahui seberapa besar deviasinya.

1.2 Tujuan Penelitian

Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah :

1. Melakukan perhitungan dalam merancang *double pipe heat exchanger*.
2. Melakukan input spesifikasi rancangan ke dalam *software* HTRI
3. Mengetahui perbandingan *overall heat transfer coefficient* hasil rancangan yang dihitung secara manual dengan hasil output *software* HTRI.

1.3 Ruang Lingkup Penelitian

Pembatasan masalah dalam penelitian ini adalah tipe *heat exchanger* yang dirancang merupakan *double pipe heat exchanger* dengan acuan standar rancangan TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*).

1.4 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan penelitian ini akan dilakukan dengan tahapan sebagai berikut :

BAB 1. PENDAHULUAN

Berisikan latar belakang, tujuan penelitian, ruang lingkup penelitian, dan sistematika penulisan.

BAB 2. DASAR TEORI

Berisi teori-teori literatur dan informasi yang digunakan dalam mendukung pengembangan penelitian ini.

BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN

Berisi diagram alir, rumus-rumus yang digunakan dalam perancangan, dan input-input yang akan diberikan pada HTRI

BAB 4. PEMBAHASAN

Berisi hasil perhitungan perancangan, hasil output rancangan HTRI, dan pembahasan perbandingan hasil rancangan perhitungan dengan HTRI

BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN

Berisi kesimpulan yang diambil dari hasil penelitian dan saran-saran untuk penelitian selanjutnya yang mungkin dilakukan.

BAB 2

DASAR TEORI

2.1 Perpindahan Kalor

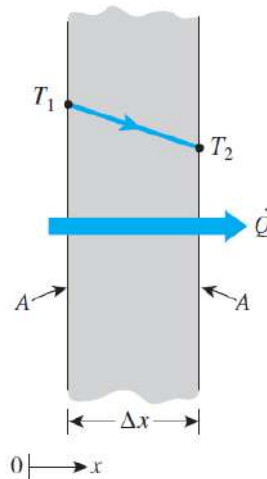
Perpindahan kalor atau *heat transfer* adalah ilmu yang mempelajari mengenai perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan suhu antar benda, dimana energi yang berpindah tersebut bernama kalor (*heat*). Secara alamiah kalor berpindah dari tempat dengan temperatur tinggi menuju ke tempat dengan temperatur yang lebih rendah. Terdapat tiga macam proses terjadinya perpindahan kalor berdasarkan mediumnya, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi.

2.1.1 Konduksi

Konduksi didefinisikan sebagai proses perpindahan kalor dari tempat bertemperatur tinggi ke tempat dengan temperatur yang lebih rendah pada suatu medium (padat, cair, gas) atau antara dua medium dengan kontak langsung. Pada proses konduksi, kalor dipindahkan dengan molekul yang berhubungan langsung. Molekul-molekul yang berada pada tempat bertemperatur tinggi akan memindahkan kalor yang dimilikinya ke molekul-molekul yang berada di tempat dengan temperatur yang lebih rendah. Perpindahan kalor pada proses ini dapat berlangsung dengan tumbukan elastis (*elastic impact*) sebagai contoh pada fluida, atau dengan difusi yaitu perpindahan elektron yang bergerak cepat dari tempat bertemperatur tinggi ke tempat dengan temperatur yang lebih rendah, sebagai contoh pada benda logam.

Proses perpindahan kalor secara konduksi pada akhirnya akan menuju pada kesetimbangan temperatur. Secara sistematis persamaan dan ilustrasi perpindahan kalor konduksi satu dimensi dalam kondisi *steady state* diperlihatkan pada persamaan (2.1) dan Gambar 2.1 di bawah ini (Cengel & Ghajar, 2015).

$$\dot{Q}_{cond} = -k A \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$



Gambar 2.1 Perpindahan Kalor Konduksi

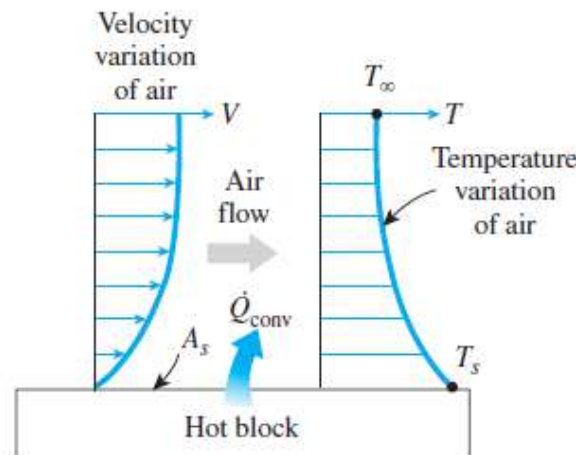
(Cengel & Ghajar, 2015)

Persamaan ini diusulkan oleh seorang ilmuwan fisika yang bernama Joseph Fourier. Di mana pada persamaan tersebut, laju perpindahan kalor \dot{Q}_{cond} yang dinyatakan dalam satuan Watt, luas A dalam satuan m^2 , dan gradien suhu $\frac{dT}{dx}$ dalam satuan K. Konduktivitas termal k adalah sifat material yang menunjukkan jumlah kalor yang mengalir melalui suatu benda yang dinyatakan dalam satuan W/mK. Nilai dari konduktivitas termal berbeda-beda tergantung dari material benda tersebut.

2.1.2 Konveksi

Konveksi didefinisikan sebagai perpindahan kalor antara medium padat dan medium cair atau gas yang pergerakannya saling berdekatan, sehingga terjadi kombinasi antara proses konduksi dan pergerakan fluida. Semakin cepat gerakan fluida maka proses perpindahan kalor konveksi akan semakin baik. Gambar 2.2 merupakan contoh ilustrasi perpindahan kalor secara konveksi berupa proses pendinginan sebuah balok panas dengan cara menghembuskan udara pada bagian atasnya. Pertama-tama kalor dipindahkan menuju lapisan (*layer*) udara yang berdekatan dengan permukaan balok secara konduksi, dimana kecepatan fluida sangat rendah. Kalor yang dipindahkan tersebut akan menaikkan temperatur partikel-partikel fluida. kemudian kalor semakin dijauhkan dari permukaan balok melalui proses konveksi dengan kombinasi dari proses konduksi pada langkah sebelumnya dan pergerakan fluida bertemperatur tinggi yang akan bergerak ke

daerah dengan temperatur lebih rendah. Sehingga perpindahan kalor ini akan menurunkan temperatur balok (Cengel & Ghajar, 2015).



Gambar 2.2 Perpindahan Kalor Konveksi

(Cengel & Ghajar, 2015)

Pada umumnya, energi yang dipindahkan berupa kalor sensibel atau energi dalam (*internal energy*) dan energi fluida (*energy of fluid*). Namun pada proses perpindahan kalor secara konveksi ada tambahan yaitu perubahan kalor laten. Perubahan kalor laten biasanya dikaitkan dengan perubahan fasa antara cair dan gas dari suatu fluida. Perubahan fasa dalam hal ini adalah proses pendidihan (*boiling*) dan kondensasi (*condensation*). Menurut pergerakan fluidanya, perpindahan kalor konveksi dibedakan menjadi dua cara yaitu konveksi bebas (*natural convection*) dan konveksi paksa (*forced convection*). Perpindahan kalor konveksi bebas (*natural convection*) terjadi apabila pergerakan fluida disebabkan oleh perbedaan massa jenis yang disebabkan oleh gradien temperatur fluida. Sedangkan konveksi paksa (*forced convection*) terjadi apabila fluida dipaksa bergerak oleh suatu alat seperti pompa atau kipas (Cengel & Ghajar, 2015).

Menurut Cengel dan Ghajar (2015), persamaan dasar perpindahan kalor konveksi antara suatu permukaan benda dengan fluida disekelilingnya dinyatakan dengan hukum pendinginan Newton (*Newton's law of cooling*) yang diperlihatkan pada persamaan (2.2) di bawah ini.

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_{\infty}) \quad (2.2)$$

Pada persamaan tersebut, laju perpindahan kalor \dot{Q}_{conv} dinyatakan dalam satuan Watt, luas permukaan konveksi A_s dalam satuan m^2 , temperatur permukaan T_s dan temperatur fluida T_∞ dalam satuan K. *Heat transfer coefficient* h dinyatakan dalam satuan W/m^2K .

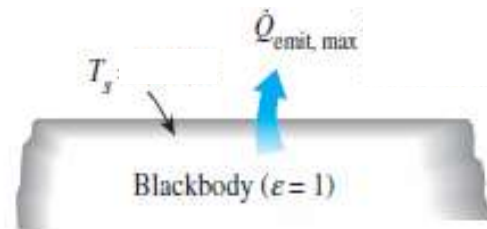
2.1.3 Radiasi

Radiasi didefinisikan sebagai energi yang dipancarkan oleh suatu benda dalam bentuk gelombang elektromagnetik sebagai akibat dari perubahan konfigurasi elektronik dari atom atau molekul. Berbeda dari konveksi dan konduksi, perpindahan kalor secara radiasi tidak membutuhkan medium. Faktanya proses perpindahan kalor secara radiasi merupakan yang tercepat dan tidak terjadi redaman pada ruang hampa (Cengel & Ghajar, 2015). Seperti yang pada energi matahari yang dapat sampai dan dirasakan di bumi.

Nilai maksimum dari perpindahan kalor secara radiasi yang dapat dipancarkan oleh suatu permukaan dinyatakan dalam hukum Stefan-Boltzmann (*Stefan-Boltzmann law*) yang diperlihatkan pada persamaan (2.3) di bawah ini (Cengel & Ghajar, 2015).

$$\dot{Q}_{emit,max} = \sigma A_s T_s^4 \quad (2.3)$$

pada persamaan tersebut, laju perpindahan kalor $\dot{Q}_{emit,max}$ dinyatakan dalam satuan Watt, luas permukaan radiasi A_s dalam satuan m^2 , dan temperatur permukaan T_s dalam satuan K. Koefisien σ merupakan konstanta Stefan-Boltzmann yang nilainya sebesar $5,670 \times 10^{-8}$ dinyatakan dalam satuan W/m^2K^4 . Persamaan (2.3) merupakan persamaan pada permukaan ideal yang memancarkan radiasi secara maksimal. Permukaan tersebut adalah benda hitam (*blackbody*), dan radiasi yang dipancarkan oleh sebuah benda hitam itu disebut *blackbody radiation* yang diilustrasikan seperti Gambar 2.3 di bawah ini.



Gambar 2.3 Blackbody Radiation

(Cengel & Ghajar, 2015)

Sedangkan radiasi yang dipancarkan oleh permukaan yang sebenarnya nilainya lebih kecil dibandingkan radiasi *blackbody radiation*. Menurut Cengel dan Ghajar (2015) persamaan *blackbody radiation* diperlihatkan pada persamaan (2.4) di bawah ini.

$$\dot{Q}_{emit} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (2.4)$$

Di mana ε merupakan emisivitas permukaan. Emisivitas yang bernilai $0 \leq \varepsilon \leq 1$ adalah sebuah pengukuran yang menentukan seberapa dekat suatu permukaan memancarkan radiasi menyerupai benda hitam.

2.2 Heat Exchanger

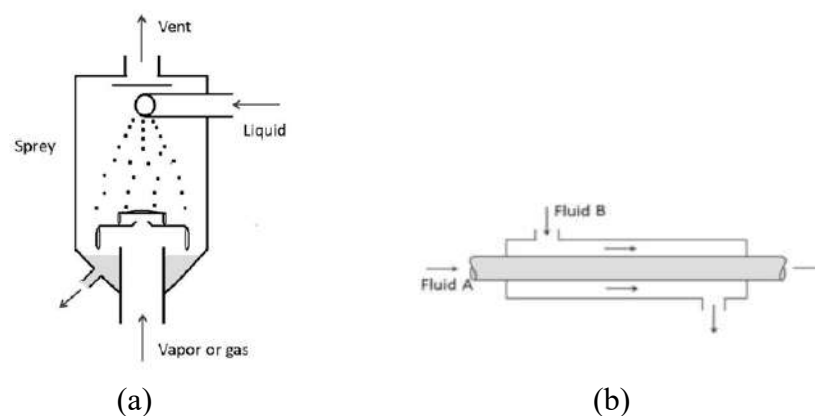
Heat exchanger merupakan perangkat yang berfungsi mengubah temperatur dan bahkan fase dari fluida. Proses perubahan temperatur terjadi dengan memanfaatkan proses perpindahan kalor dari fluida dengan temperatur tinggi menuju fluida dengan temperatur rendah (Septian et al., 2021). Tentunya dalam konsep termodinamika proses perpindahan kalor dari fluida dengan temperatur tinggi menuju fluida dengan temperatur rendah terjadi secara alamiah (Moran et al., 2010). Dalam implementasinya *heat exchanger* banyak digunakan mulai dari aspek kehidupan sehari-hari sampai dengan kegiatan industri. Sebagai contoh dalam kegiatan sehari-hari adalah dalam proses memasak dan merebus terjadi fenomena perpindahan kalor yang merupakan konsep dasar *heat exchanger*. Kemudian pada industri kendaraan, teknologi pendinginan kendaraan bermotor menggunakan radiator sebagai komponen pendingin di mana sebenarnya radiator merupakan *plate heat exchanger*. Sampai pada kaitannya dengan komponen Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), beberapa komponen seperti *boiler* dan

kondenser juga memanfaatkan konsep perpindahan kalor yang bahkan sampai terjadi perubahan fase pada fluida kerjanya. Perpindahan kalor pada *boiler* terjadi tidak secara alamiah dikarenakan fluida kerja dipanaskan dengan memanfaatkan batu bara, sehingga perpindahan kalor terjadi dari fluida dengan temperatur rendah menuju fluida dengan temperatur tinggi. Fluida akan berubah fase dari *liquid* menjadi *vapor*. Fluida dengan fase *vapor* memiliki kecepatan laju aliran massa yang tinggi (Ghiassian, 2017), oleh sebab itu fluida ini dapat memutar sudu turbin.

Heat exchanger diklasifikasikan ke dalam beberapa jenis yang sekilas akan dibahas pada sub-bab di bawah ini.

2.2.1 *Heat Exchanger* Berdasarkan Proses Perpindahan Kalor yang Terjadi

Berdasarkan proses perpindahan kalor yang terjadi, *heat exchanger* dibagi menjadi dua jenis yaitu kontak langsung (*direct contact*) di mana antara fluida kerja yang didinginkan atau dipanaskan dengan fluida kerja pendingin atau pemanas tidak dipisahkan dengan jalur pemisah, sehingga terjadi kontak langsung pada proses perpindahan kalor antar fluida tersebut. Sementara *heat exchanger* dengan jenis tidak kontak tidak langsung (*indirect contact*) diartikan bahwa terdapat minimal dua jalur atau lebih sebagai tempat mengalirnya fluida, dalam artian pada saat perpindahan kalor antar fluida tidak akan terjadi kontak (Septian et al., 2021). Gambar 2.4 di bawah ini merupakan jenis *heat exchanger* berdasarkan perpindahan kalor yang terjadi.

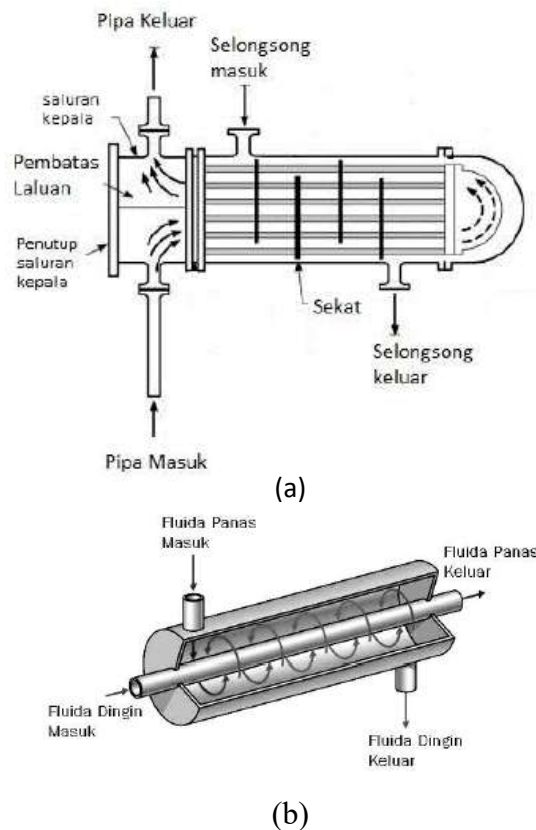


Gambar 2.4 (a) *Direct Contact*, (b) *Indirect Contact*

(Kuznetsov, 2018)

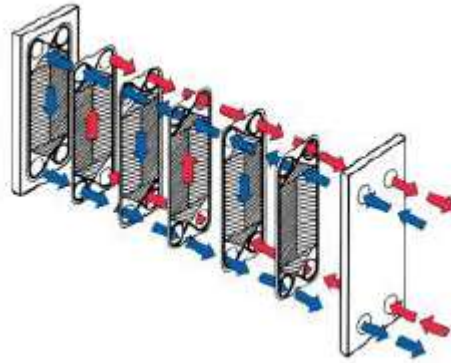
2.2.2 Heat Exchanger Berdasarkan Profil Konstruksi Permukaan

Menurut Septian et al. (2021), berdasarkan konstruksi permukaannya *heat exchanger* yang banyak digunakan di industri berjenis selongsong dan pipa (*shell and tube*) dan pelat (*plate*). Keduanya merupakan jenis *indirect contact*. *Shell and tube heat exchanger* merupakan *heat exchanger* dengan dua atau lebih pipa utama (*tube*) dan ditutup dengan selongsong (*shell*). Bagian *tube* difungsikan untuk fluida kerja utama yang ingin diubah temperaturnya. Sedangkan bagian *shell* berisi fluida yang akan menyerap atau melepaskan kalor kepada fluida kerja utama. *Double pipe heat exchanger* yang akan dirancang pada penelitian ini juga merupakan *shell and tube heat exchanger* dengan bagian *tube* yang hanya berjumlah satu buah. Sementara *plate heat exchanger* merupakan jenis *heat exchanger* yang terdiri dari pelat-pelat tipis yang membentuk saluran di mana fluida kerja mengalir (Putra, 2012). *Shell and tube* dan *double pipe heat exchanger* diperlihatkan pada Gambar 2.5 di bawah ini. Sementara Gambar 2.6 merupakan contoh dari *plate heat exchanger*.



Gambar 2.5 (a) *Shell and Tube Heat Exchanger*, (b) *Plate Heat Exchanger*

(Putra, 2012)



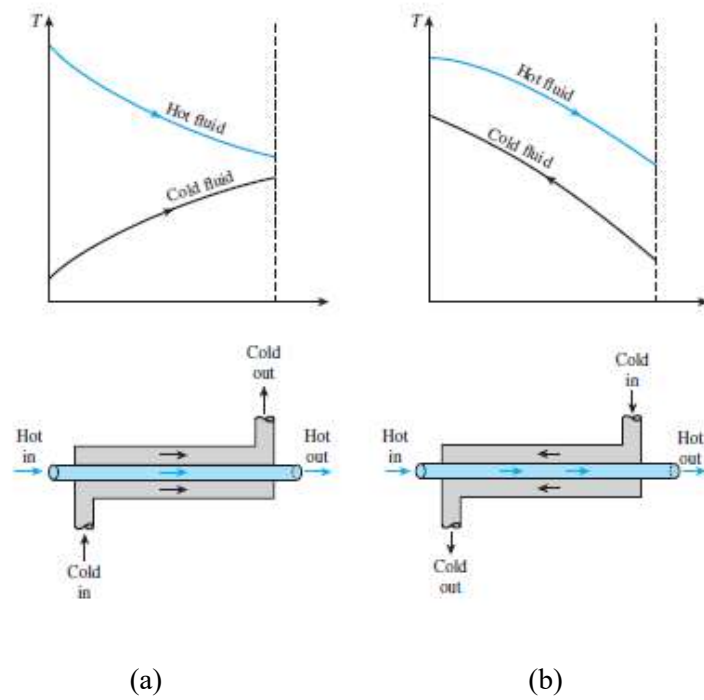
Gambar 2.6 *Plate Heat Exchanger*

(Shah, 1988)

2.2.3 *Heat Exchanger Berdasarkan Arah Aliran Fluidanya*

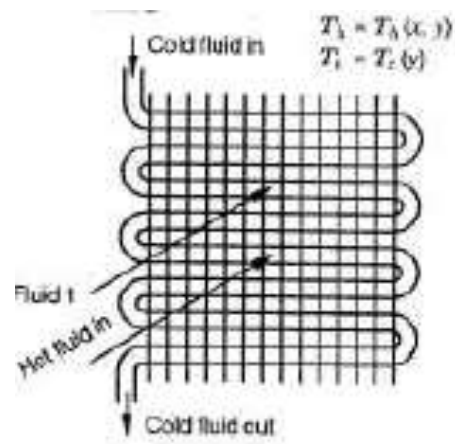
Berdasarkan arah aliran fluidanya, pada *shell and tube* dan *double pipe heat exchanger* terdapat dua konfigurasi aliran yaitu aliran searah (*parallel flow*) dan aliran berlawanan arah (*counter flow*). *Parallel flow* berarti fluida pada bagian *tube* dan *shell* mengalir searah. Sementara *Counter flow* terjadi apabila fluida pada bagian *tube* dan *shell* mengalir berlawanan arah. Biasanya fenomena ini diilustrasikan dalam bentuk grafik perbandingan antara panjang penampang *heat exchanger* dan perubahan temperatur. Grafik ini juga akan berfungsi untuk temperatur keseluruhan *heat exchanger* yang dikenal dengan metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*). Gambar 2.7 di bawah ini memperlihatkan grafik aliran *parallel* dan *counter flow* pada *heat Exchanger*.

Sementara pada *plate heat exchanger* arah aliran fluida akan tegak lurus permukaan (*cross flow*). Ilustrasi *cross flow* diperlihatkan pada Gambar 2.8.



Gambar 2.7 (a) *Parallel Flow*, (b) *Counter Flow*

(Cengel & Ghajar, 2015)



Gambar 2.8 *Cross Flow*

(Putra, 2012)

2.2.4 Heat Exchanger Berdasarkan TEMA (Tubular Exchangers Manufacturer Associations)

TEMA merupakan standar acuan dalam perancangan *shell and tube heat exchanger*. Putra (2012) dalam bukunya “Alat Penukar Kalor” menyatakan bahwa TEMA mengembangkan suatu sistem notasi dalam mengklasifikasikan bagian *shell* dan bagian *tube heat exchanger*. Notasinya dinamai dengan kombinasi tiga huruf, huruf pertama menunjukkan *front-end head*, huruf ke dua menunjukkan tipe *shell*, dan huruf ke tiga menunjukkan tipe *rear-end head*. Namun, perlu diketahui juga bahwa terdapat tipe *shell and tube heat exchanger* spesial yang sudah tersedia secara komersial dengan tipe *front-end head* dan *rear-end head* yang berbeda dari standar TEMA. Dalam penelitian ini, standar TEMA akan lebih banyak digunakan saat pengoperasian *software* HTRI. Gambar 2.9 di bawah ini merupakan daftar notasi *shell and tube heat exchanger* berdasarkan TEMA.

2.3 HTRI (Heat Transfer Research Inc.)

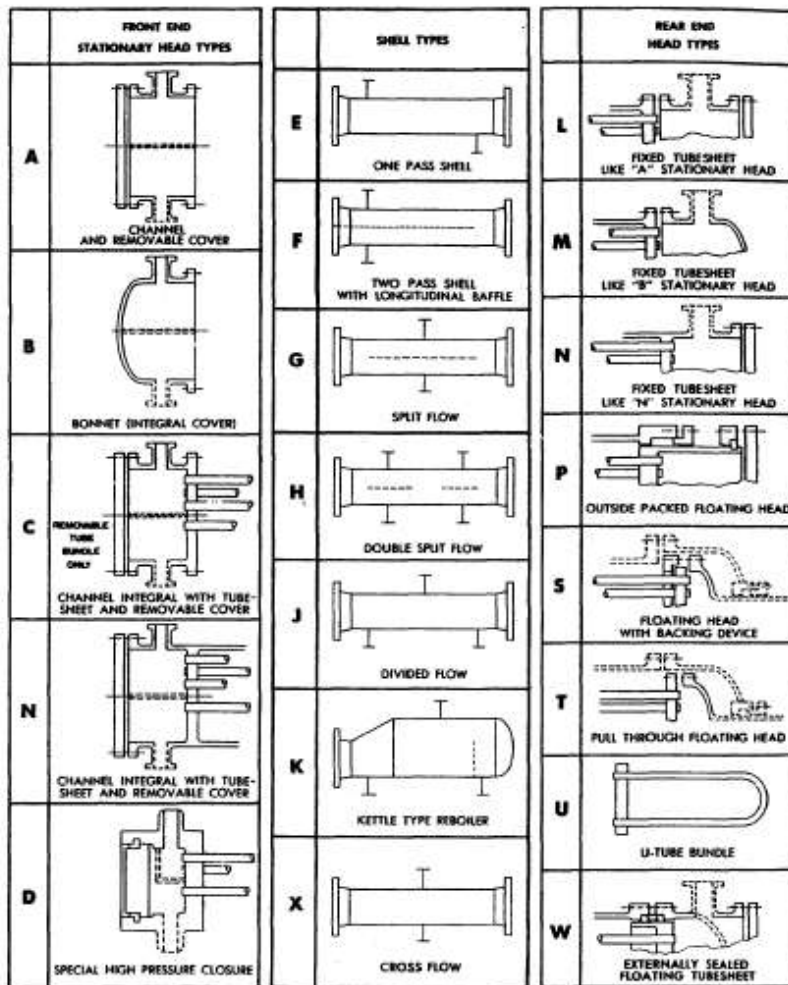
HTRI merupakan sebuah *software* yang dikembangkan oleh TEMA dengan fungsi sebagai penunjang dalam perancangan *shell and tube heat exchanger*. Tiga fungsi utama *software* HTRI ini diantaranya adalah :

1. Merancang *shell and tube heat exchanger* sesuai dengan klasifikasi standar TEMA.
2. Berfungsi sebagai penunjang perancangan *shell and tube heat exchanger* dan menjadi aspek validasi untuk perhitungan manual.
3. Berguna untuk optimasi sistem sehingga *heat exchanger* dapat digunakan secara tepat dalam sistem proses.

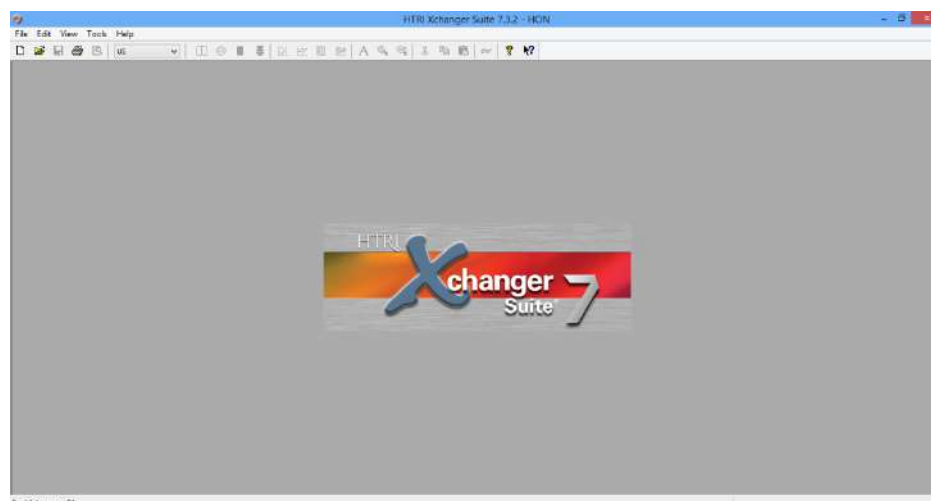
Pada penelitian ini digunakan *software* HTRI dengan versi Xchanger Suite 7.3.2. Ilustrasi *user interface* dari *software* HTRI diperlihatkan pada Gambar 2.10 di bawah ini.

SECTION 1 HEAT EXCHANGER NOMENCLATURE

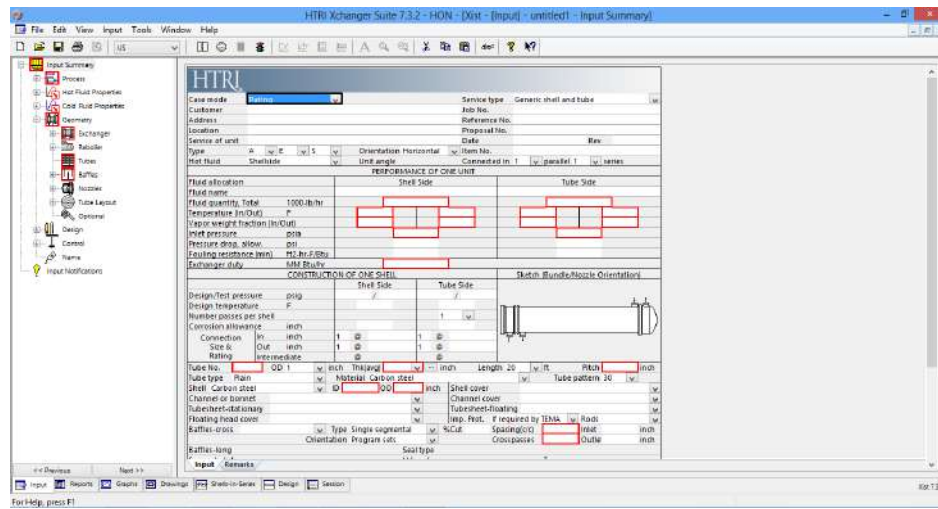
FIGURE N-1.2



Gambar 2.9 Notasi Shell and Tube Heat Exchanger Berdasarkan TEMA (TEMA, 2007)



Gambar 2.10 User Interface HTRI

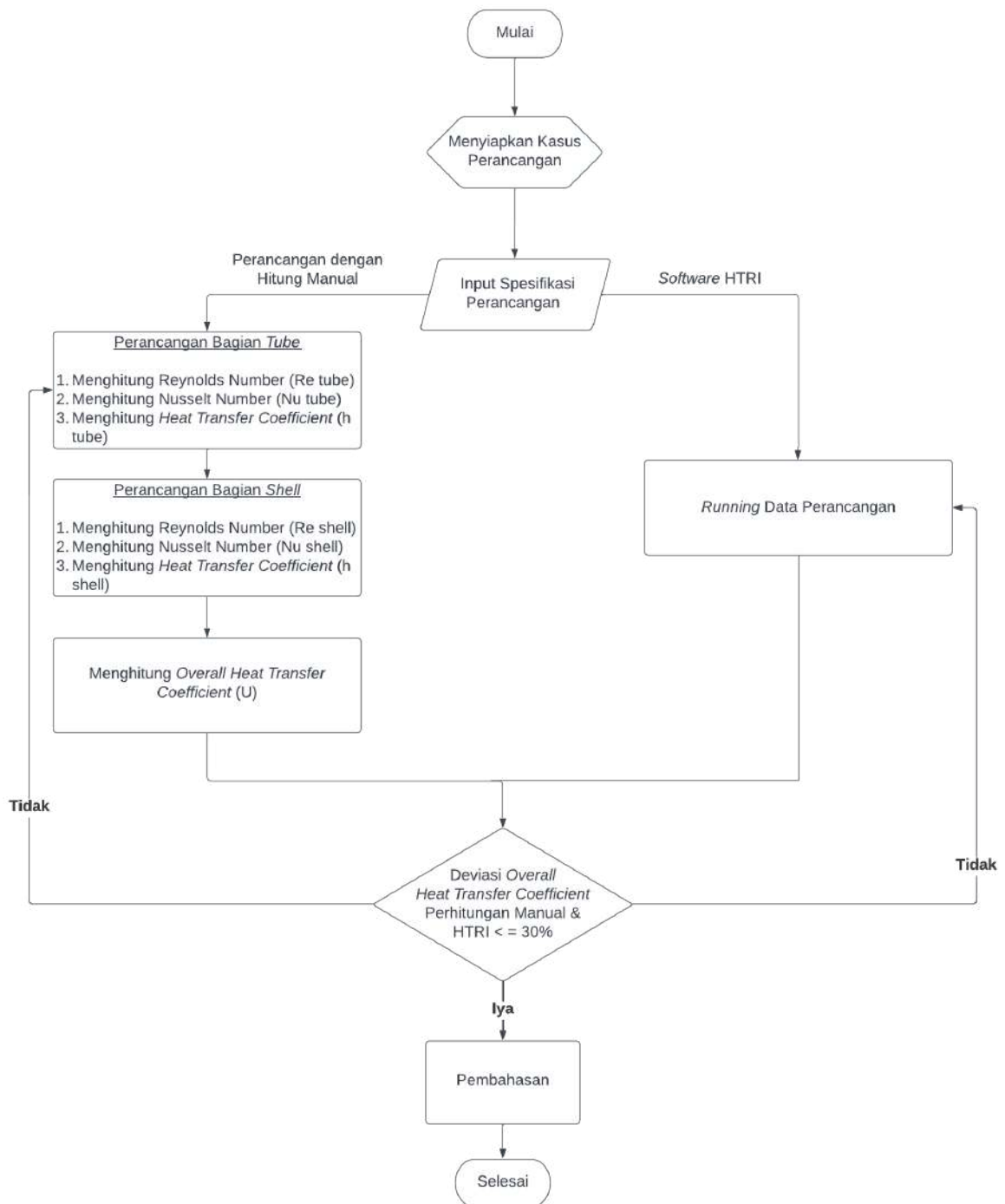


Gambar 2.11 User Interface HTRI (Lanjutan)

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Gambar 3.1 Merupakan diagram alir dari penelitian ini.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

Pada diagram alir di atas, hal pertama yang dilakukan adalah menyiapkan kasus perancangan. Berikut merupakan kasus yang akan digunakan pada penelitian ini.

Sebuah *double pipe heat exchanger* akan dirancang dengan spesifikasi sebagai berikut :

1. Bagian *Tube*

- Diameter Dalam : 40 mm
- Diameter Luar : 45 mm
- Fluida Kerja : Propana
- Temperatur Masuk : 60 °C
- Temperatur Keluar (Target) : 40 °C
- Laju Aliran Massa Fluida : 4,354 kg/s

2. Bagian *Shell*

- Diameter Dalam : 55 mm
- Diameter Luar : 155 mm
- Fluida Kerja : Air
- Temperatur Masuk : 25 °C
- Laju Aliran Massa Fluida : 9,67 kg/s

3. Material : *Plain Carbon Steel* (Konduktivitas Termal : 55 W/mK)

4. Panjang *Heat Exchanger* : 2 m

5. Jenis Aliran : *Counter current flow*

Dari kasus perancangan di atas, akan didapatkan input spesifikasi perancangan. Input spesifikasi ini yang akan diolah dengan perhitungan manual dan diinput ke dalam HTRI.

3.1.1 Proses Perancangan dengan Hitung Manual

Proses perancangan secara manual dilakukan terpisah antara bagian *tube* dan *shell*. Namun variabel-variabel utama yang akan dicari sama untuk kedua bagian, yaitu Reynolds Number, Nusselt Number, dan *heat transfer coefficient*. Akan dihasilkan nilai *heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dan *shell*. Nilai

overall heat transfer coefficient merupakan hasil gabungan *heat transfer coefficient* pada kedua bagian. Untuk penjelasan lebih lanjut akan dijabarkan pada sub-bab 3.2.

3.1.2 Proses Perancangan dengan HTRI

Proses perancangan dengan HTRI secara sederhana dilakukan dengan cara menginput data-data yang diperlukan oleh *software*. Kemudian melakukan proses perhitungan (*running*) data yang sudah diberikan. Untuk penjelasan lebih lanjut akan dijabarkan pada sub-bab 3.3.

Akan diperoleh nilai *overall heat transfer coefficient* pada hasil perancangan dengan hitung manual dan hasil *software* HTRI. Kedua nilai ini akan dibandingkan, ditentukan apabila deviasi dari kedua nilai *overall heat transfer coefficient* $\leq 30\%$, maka hasil output *software* HTRI dapat dikatakan valid dengan hasil perancangan dengan hitung manual. Setelah itu dapat dilakukan pembahasan yang pada laporan penelitian ini akan dijabarkan pada BAB 4

3.2 Rumus Dasar yang Digunakan dalam Perancangan dengan Hitung Manual

3.2.1 Reynolds Number

Bilangan ini dikemukakan oleh seorang fisikawan dan insinyur asal Inggris bernama Osborne Reynolds (1842-1912). Reynolds Number (*Re*) merupakan rasio antara gaya inersia dengan viskositas di dalam aliran (Cengel & Ghajar, 2015). Parameter ini digunakan untuk menentukan jenis aliran fluida, apakah fluida mengalir secara laminar, transisi, atau turbulen. Dalam menentukan nilai dari Reynolds Number (*Re*) untuk aliran di dalam pipa digunakan persamaan (3.1) di bawah ini (Rott, 1990).

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (3.1)$$

Pada persamaan tersebut, Reynolds Number *Re* tidak berdimensi, massa jenis aliran fluida ρ dalam satuan kg/m^3 , kecepatan aliran fluida v dalam satuan m/s , diameter pipa d dalam satuan m , dan viskositas dinamik fluida μ dalam satuan $\text{Pa}\cdot\text{s}$.

3.2.2 Prandtl Number

Bilangan ini dikemukakan oleh seorang fisikawan asal Jerman bernama Ludwig Prandtl (1875-1953). Prandtl Number (Pr) didefinisikan sebagai rasio viskositas kinematik fluida dengan divisifitas kalor, Prandtl Number juga merupakan *properties* dari fluida (Cengel & Ghajar, 2015). Persamaan (3.2) di bawah ini digunakan untuk memperoleh Prandtl Number (Kays, 1994).

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.2)$$

Pada persamaan tersebut, Prandtl Number Pr tidak berdimensi, viskositas dinamik fluida μ dalam satuan Pa.s, kalor spesifik c_p dalam satuan J/kgK, dan konduktivitas termal aliran fluida k dalam satuan W/mK.

3.2.3 Nusselt Number

Bilangan ini dikemukakan oleh seorang insinyur asal Jerman bernama Wilhem Nusselt (1882-1957). Nusselt Number (Nu) didefinisikan sebagai rasio perpindahan kalor konveksi dengan perpindahan kalor konduksi fluida dalam kondisi yang sama (Cengel & Ghajar, 2015). Nusselt Number untuk aliran di dalam pipa ditunjukkan pada persamaan (3.3) di bawah ini (Cengel & Ghajar, 2015).

$$Nu = \frac{\dot{Q}_{conv}}{\dot{Q}_{cond}} = \frac{h A \Delta T}{k A \Delta T/d} = \frac{h d}{k} \quad (3.3)$$

Pada persamaan tersebut, Nusselt Number Nu tidak berdimensi, *Heat transfer coefficient* h dinyatakan dalam satuan W/m²K, diameter pipa d dalam satuan m, dan konduktivitas termal aliran fluida k dalam satuan W/mK. Banyak peneliti yang melakukan eksperimen dan mengemukakan korelasi Nusselt Number dari eksperimennya. Nilai dari Nusselt Number secara empiris kebanyakan merupakan fungsi dari Reynolds Number dan Prandtl Number. Pada penelitian ini akan digunakan korelasi Nusselt Number yang dikemukakan oleh Dittus dan Boelter pada tahun 1930. Korelasi Nusselt Number yang dikemukakan oleh Dittus dan Boelter ditunjukkan pada persamaan (3.4) di bawah ini (Winterton, 1998).

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (3.4)$$

Pada persamaan tersebut, nilai $n = 0,3$ untuk proses pendinginan (*cooling*), sedangkan untuk proses pemanasan (*heating*) nilai $n = 0,4$. Korelasi Nusselt Number yang dikemukakan oleh Dittus dan Boelter valid pada kondisi $0,7 \leq Pr \leq 160$ dan $Re > 10.000$.

3.2.4 Heat Transfer Coefficient

Pada persamaan (2.2), *heat transfer coefficient* h merupakan konstanta proporsionalitas pada hukum pendinginan Newton (*Newton's law of cooling*). Persamaan ini mungkin serupa dengan persamaan (2.1), namun *heat transfer coefficient* merupakan koefisien yang berbeda dengan konduktivitas termal k sebagai konstanta proporsionalitas pada hukum Fourier. *Heat transfer coefficient* bukan merupakan *properties* dari material. Nilai dari *heat transfer coefficient* bergantung pada geometri, *properties* fluida, gerak, dan perbedaan suhu. Untuk mendapatkan nilai *heat transfer coefficient* dapat memanfaatkan persamaan (3.3) yang telah disesuaikan, menjadi persamaan (3.5) di bawah ini.

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d} \quad (3.5)$$

Pada persamaan tersebut, *Heat transfer coefficient* h dinyatakan dalam satuan W/m^2K , Nusselt Number Nu tidak berdimensi, diameter pipa d dalam satuan m, dan konduktivitas termal aliran fluida k dalam satuan W/mK .

3.2.5 Overall Heat Transfer Coefficient

Overall heat transfer coefficient merupakan resistensi termal yang terbentuk dari lapisan yang berbeda dalam suatu sistem. Dalam halnya penelitian ini berarti bagian *shell* dan *tube*. *Overall heat transfer coefficient* digunakan dalam menghitung laju perpindahan kalor keseluruhan analog dengan *heat transfer coefficient* yang terjadi secara konveksi. Singkatnya Nilai *overall heat transfer coefficient* merupakan hasil gabungan *heat transfer coefficient* pada beberapa lapisan, dalam hal penelitian ini adalah pada bagian *shell* dan *tube*. Persamaan

overall heat transfer coefficient yang digunakan pada penelitian ini diperlihatkan pada persamaan (3.6) (Siahaan, 2022).

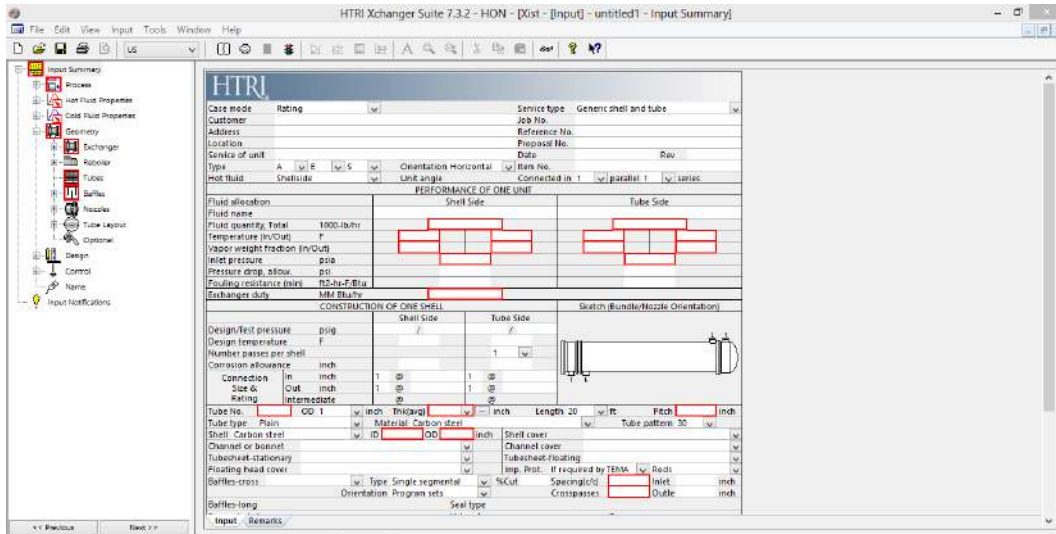
$$U = \frac{1}{h_{shell}} + \frac{d_{shell\ o} \cdot \ln\left(\frac{d_{shell\ o}}{d_{tube\ i}}\right)}{k} + \frac{d_{shell\ o}}{d_{tube\ i}} \cdot \frac{1}{h_{tube}} \quad (3.6)$$

Pada persamaan tersebut, *Overall heat transfer coefficient* U dinyatakan dalam satuan W/m^2K . *Heat transfer coefficient* pada bagian *tube* h_{tube} dan pada bagian *shell* h_{shell} dinyatakan dalam satuan W/m^2K , konduktivitas termal aliran fluida k dalam satuan W/mK , diameter bagian luar *shell* $d_{shell\ o}$ dan diameter bagian dalam *tube* $d_{tube\ i}$ keduanya dinyatakan dalam satuan m.

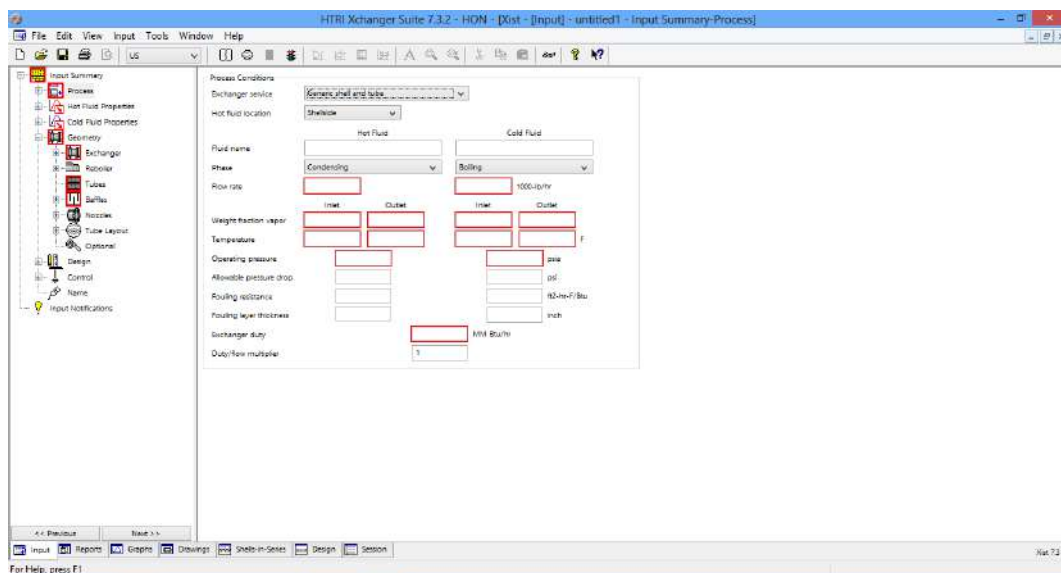
Berbagai langkah yang diperlukan untuk menunjang rumus-rumus dasar ini akan diperlihatkan pada BAB 4 di bagian perhitungan.

3.3 Input yang Diberikan pada HTRI

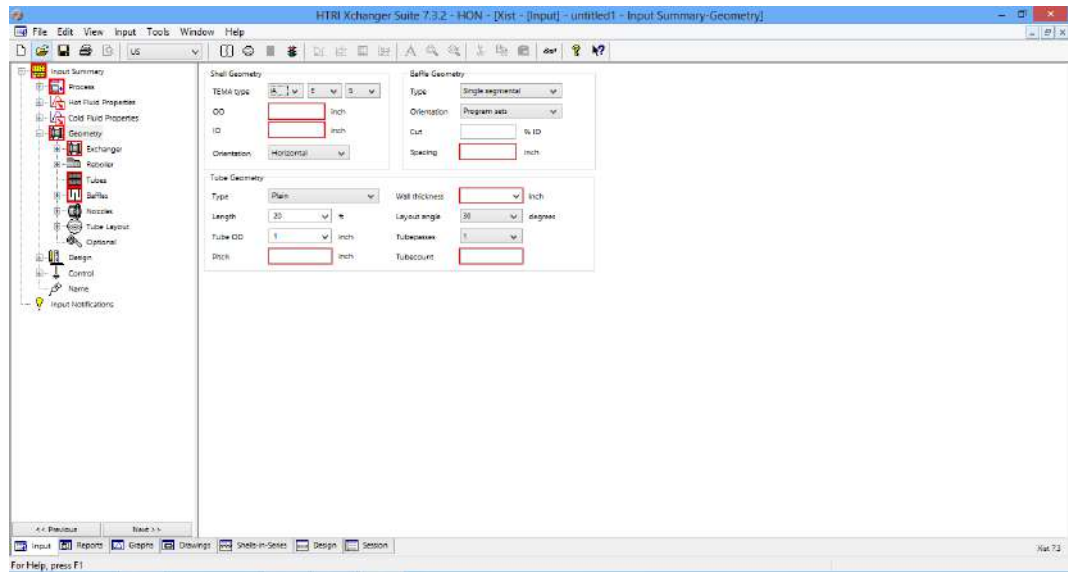
Input yang diberikan pada *software* HTRI berasal dari spesifikasi perancangan dan dapat digunakan hasil perhitungan jika diperlukan. Input pada bagian yang ditandai warna merah harus diisi, sedangkan bagian lain dapat diisi jika memiliki datanya. Gambar sampai Gambar merupakan input yang harus diberikan pada *software* HTRI. Penggunaan *software* lebih dalam akan dijabarkan pada BAB 4.



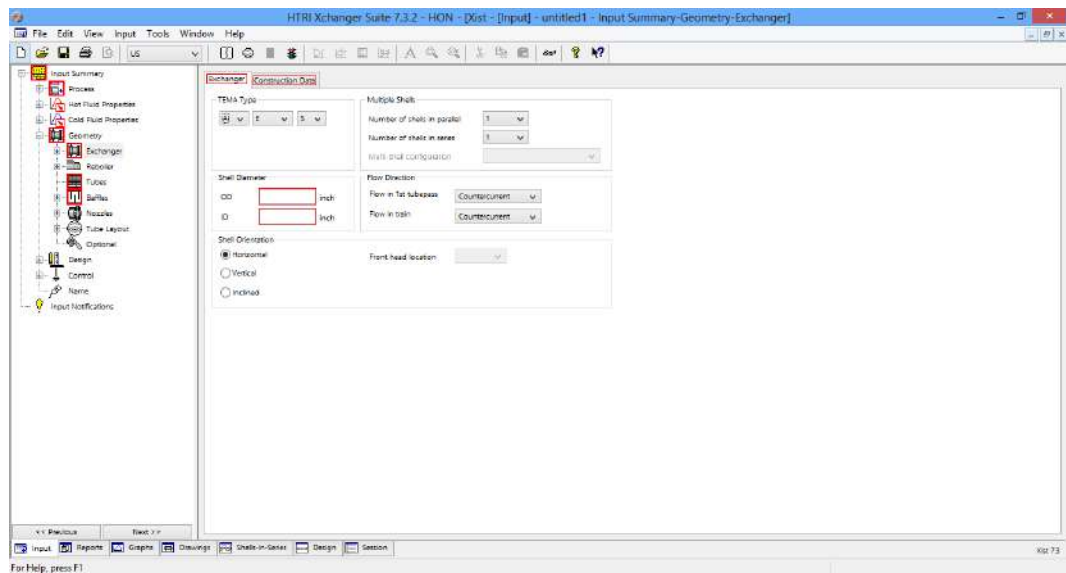
Gambar 3.2 Input yang Diberikan pada Bagian *Input Summary*



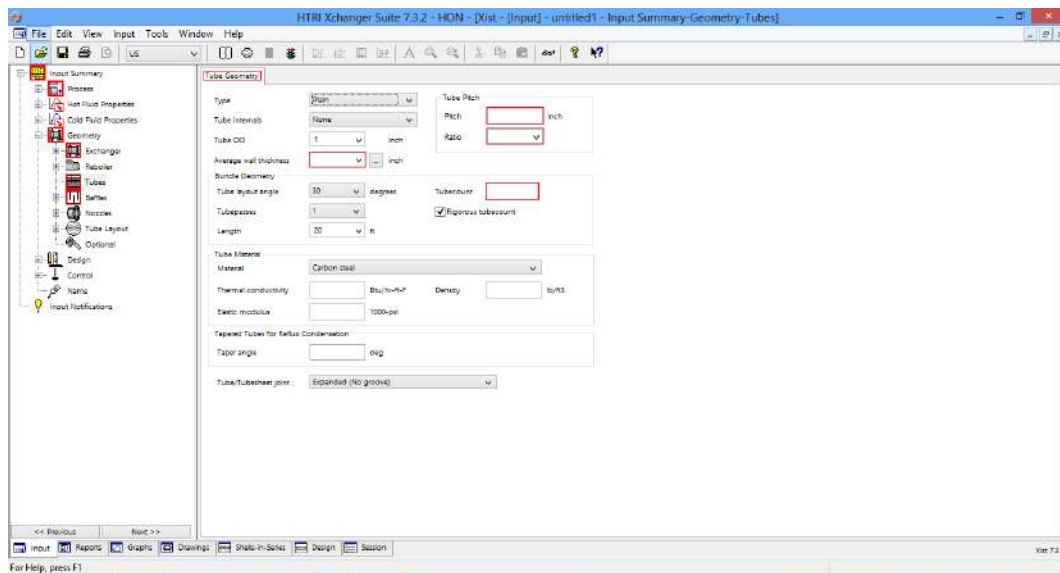
Gambar 3.3 Input yang Diberikan pada Bagian *Process*



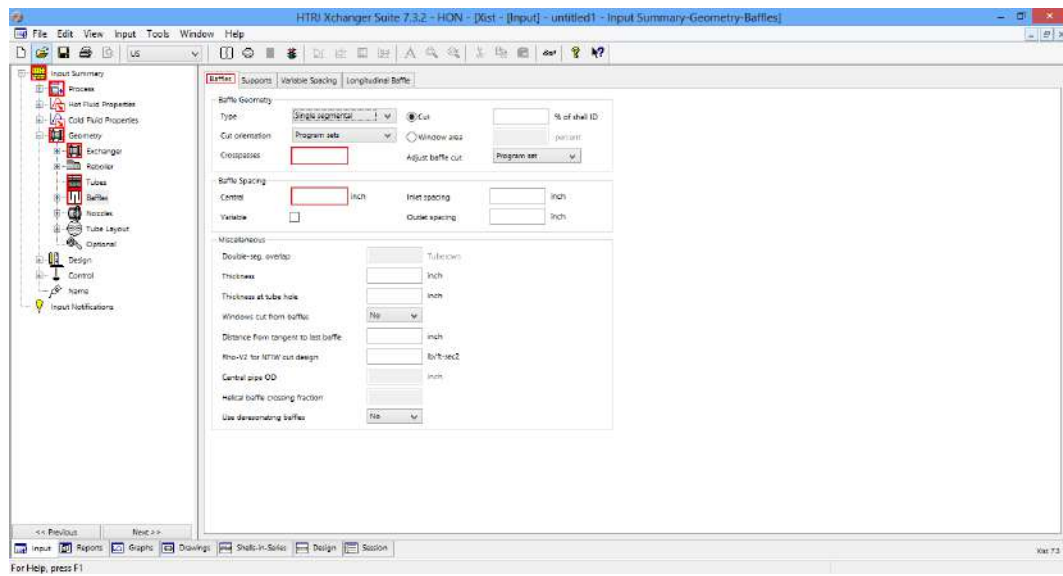
Gambar 3.4 Input yang Diberikan pada Bagian *Geometry*



Gambar 3.5 Input yang Diberikan pada Bagian *Exchanger*



Gambar 3.6 Input yang Diberikan pada Bagian *Tubes*



Gambar 3.7 Input yang Diberikan pada Bagian *Baffles*

BAB 4 PEMBAHASAN

Kasus perancangan seperti yang sudah dijelaskan pada BAB 3 diperlihatkan kembali di bawah ini.

Sebuah *double pipe heat exchanger* akan dirancang dengan spesifikasi sebagai berikut :

1. Bagian *Tube*

- Diameter Dalam : 40 mm
- Diameter Luar : 45 mm
- Fluida Kerja : Propana
- Temperatur Masuk : 60 °C = 333 K
- Temperatur Keluar (Target) : 40 °C = 313 K
- Laju Aliran Massa Fluida : 4,354 kg/s

2. Bagian *Shell*

- Diameter Dalam : 55 mm
- Diameter Luar : 155 mm
- Fluida Kerja : Air
- Temperatur Masuk : 25 °C = 298 K
- Laju Aliran Massa Fluida : 9,67 kg/s

3. Material : *Plain Carbon Steel* (Konduktivitas Termal : 55 W/mK)

4. Panjang *Heat Exchanger* : 2 m

5. Jenis Aliran : *Counter current flow*

4.1 Perancangan dengan Hitung Manual

Sebelum menghitung *overall heat transfer coefficient*, ada beberapa variabel yang harus didapatkan terlebih dahulu. Langkah pertama adalah menghitung temperatur masuk dan keluar rata-rata propana dengan persamaan di bawah ini.

$$\text{Temperatur Rata – Rata Propana} = \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \quad (4.1)$$

Pada persamaan tersebut, Temperatur masuk propana T_{hi} dan temperatur keluar propana T_{ho} dalam satuan K. Sehingga :

$$\begin{aligned} \text{Temperatur Rata - Rata Propana} &= \frac{333 + 313}{2} \\ &= 323 \text{ K} \end{aligned}$$

Kemudian dilanjutkan dengan menghitung laju perpindahan kalor propana dengan menggunakan persamaan di bawah ini (Bakar & Nurfiman, 2022).

$$q = \dot{m}_{propana} \cdot c_{p \text{ propana}} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \quad (4.2)$$

Pada persamaan tersebut, laju perpindahan kalor q dalam satuan kW, laju aliran massa propana $\dot{m}_{propana}$ dalam satuan kg/s, kapasitas kalor propana $c_{p \text{ propana}}$ dalam satuan kJ/kgK, kemudian Temperatur masuk propana T_{hi} dan temperatur keluar propana T_{ho} dalam satuan K. Dengan bantuan aplikasi Refprop diperoleh nilai $c_{p \text{ propana}}$ pada temperatur 333 K sebesar 1,7752 kJ/kgK. (Lemmon et al, 2018) Sehingga hasil dari perhitungan adalah :

$$\begin{aligned} q &= 4,353 \cdot 1,7742 \cdot (333 - 313) \\ &= 154,58 \text{ kW} \end{aligned}$$

Pada kasus perancangan tidak diketahui temperatur keluar air yang mengalir pada bagian *shell*. Nilai temperatur ini didapat dengan persamaan (4.2) dengan melakukan beberapa kali perhitungan (metode iterasi). Perbedaannya pada persamaan (4.2) adalah penggunaan temperaturnya yang merupakan temperatur keluar air T_{co} dan temperatur masuk air T_{ci} . Di bawah ini akan diperlihatkan proses perhitungannya untuk dua kali iterasi, seterusnya akan ditampilkan hasil temperatur keluar air.

$$q = \dot{m}_{air} \cdot c_{p \text{ air}} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

$$T_{co} = \frac{q}{\dot{m}_{air} \cdot c_{p \text{ air}}} + T_{ci}$$

1. Percobaan Pertama

Diketahui kapasitas kalor air $c_{p\ air}$ pada 298 K = 4,1817 kJ/kgK (Lemmon et al, 2018). Maka :

$$T_{c\ o} = \frac{154,58}{9,67 \cdot 4,1817} + 298 = 301,82\ K$$

2. Percobaan Kedua

Hasil temperatur keluar air pada percobaan pertama dipakai untuk menghitung dan dijadikan temperatur masuk rata-rata air, seperti yang diperlihatkan pada persamaan (4.3) di bawah ini.

$$\text{Temperatur Masuk Rata – Rata Air} = \frac{T_{c\ i} + T_{c\ o\ percobaan\ 1}}{2} \quad (4.3)$$

Dimana Temperatur masuk air $T_{c\ i}$ dan temperatur keluar air pada percobaan pertama $T_{c\ o\ percobaan\ 1}$ dalam satuan K. Sehingga :

$$\text{Temperatur Masuk Rata – Rata Air} = \frac{298 + 301,82}{2} = 299,91\ K$$

Diketahui kapasitas kalor air $c_{p\ air}$ pada 299,91 K = 4,1809 kJ/kgK (Lemmon et al, 2018). Maka :

$$T_{c\ o} = \frac{154,58}{9,67 \cdot 4,1809} + 299,91 = 303,73\ K$$

Kemudian hasil $T_{c\ o}$ pada iterasi berikutnya dapat dilihat pada Tabel 4.1 di bawah ini.

Tabel 4.1 Hasil Iterasi T_{co} Air

Percobaan Ke-	q (kW)	T_{ci} (K)	cp_{air} (kJ/kgK)	T_{co} (K)
1	154,58	298	4,1817	301,82
2		299,91	4,1809	303,73
3		301,82	4,1804	305,65
4		303,4	4,18	307,56
5		305,65	4,1797	309,47
6		307,56	4,1795	311,38
7		309,47	4,1795	313,30
8		311,38	4,1795	315,21
9		313,30	4,1797	317,12
10		315,21	4,1799	319,03
Rata-Rata T_{co}				310,43

Dari Tabel 4.1 di atas ditentukan Temperatur keluar air T_{co} sebesar 310,43 K. Langkah berikutnya adalah menghitung temperatur masuk dan keluar rata-rata air dengan persamaan (4.4) di bawah ini.

$$\text{Temperatur Rata – Rata Air} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \quad (4.4)$$

Pada persamaan tersebut, Temperatur masuk air T_{ci} dan temperatur keluar air T_{co} dalam satuan K. Sehingga :

$$\begin{aligned} \text{Temperatur Rata – Rata Air} &= \frac{298 + 310,43}{2} \\ &= 304,21 \text{ K} \end{aligned}$$

Dari berbagai perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya, maka dapat diperoleh *properties* propana dan air yang ditunjukkan pada Tabel 4.2 dan Tabel 4.3 di bawah ini (Lemmon et al, 2018).

Tabel 4.2 *Properties* Propana

Propana	Masuk	Rata-Rata	Keluar	Satuan
Temperatur (T)	333	323	313	K
Kalor Spesifik (c_p)	1,7752	1,7745	1,7294	kJ/kgK
Konduktivitas Termal (k)	0,0784	0,082	0,086	W/mK
Massa Jenis (ρ)	428,31	449,16	467,73	Kg/m ³
Viskositas (μ)	0,065	0,074	0,082	mPa.s

Tabel 4.3 *Properties* Air

Air	Masuk	Rata-Rata	Keluar	Satuan
Temperatur (T)	298	304,21	310,43	K
Kalor Spesifik (c_p)	4,1817	4,1799	4,1795	kJ/kgK
Konduktivitas Termal (k)	0,6062	0,61593	0,62481	W/mK
Massa Jenis (ρ)	997,04	995,28	993,19	Kg/m ³
Viskositas (μ)	0,893	0,779	0,687	mPa.s

Properties dari kedua fluida tersebut akan sering digunakan pada proses perhitungan selanjutnya.

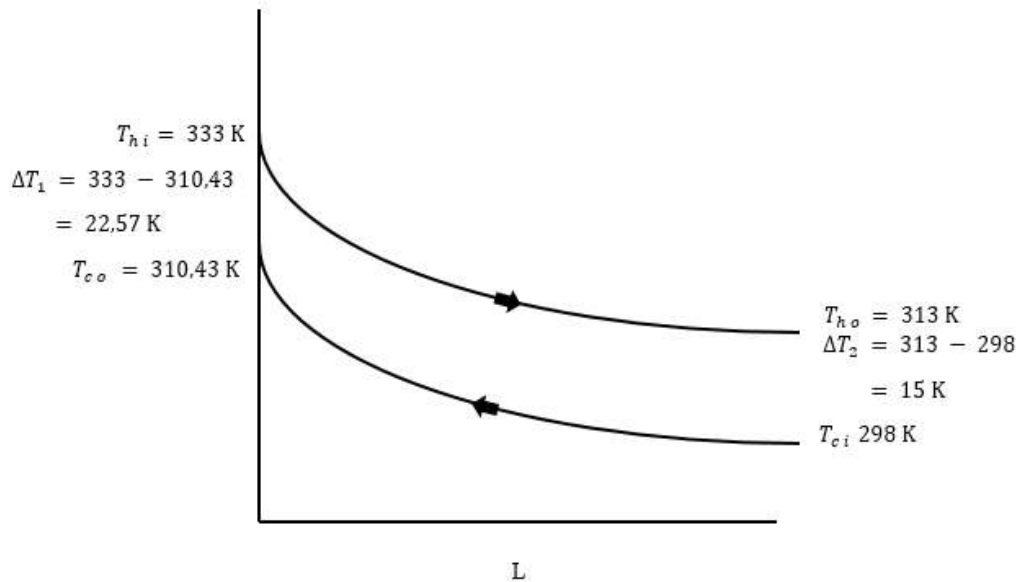
Langkah terakhir sebelum menghitung *overall heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dan *shell* adalah menghitung luas terjadinya perpindahan kalor keseluruhan. Digunakan persamaan (4.5) di bawah ini untuk menghitung luas tersebut (Maulani & Firdaus, 2021).

$$q = U_{asumsi} \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (4.5)$$

Pada persamaan tersebut, laju perpindahan kalor q dalam satuan kW, *overall heat transfer coefficient* U dalam satuan W/m²K, luas terjadinya perpindahan panas A dalam satuan m², dan *Log Mean Temperature Difference* ΔT_{LMTD} dalam satuan K.

Log Mean Temperature Difference adalah suatu metode rata-rata logaritmik untuk memperoleh temperatur dari perbedaan kedua aliran fluida kerja (temperatur panas dan temperatur dingin). Metode ini sangat erat kaitannya dengan arah aliran

fluida yang mengalir pada *heat exchanger*, apakah *counter flow* atau *parallel flow*. Berikut merupakan langkah-langkah untuk mendapatkan nilai *Log Mean Temperature Difference* ΔT_{LMTD} . Diawali dengan menyusun grafik aliran *counter flow* pada perancangan ini, diperlihatkan pada Gambar 4.1.



Gambar 4.1 Grafik Counter Flow Perancangan

Kemudian berdasarkan Gambar 4.1 di atas, persamaan (4.6) digunakan untuk menghitung nilai *Log Mean Temperature Difference* ΔT_{LMTD} .

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (4.6)$$

Di mana pada persamaan tersebut, ΔT_{LMTD} , ΔT_1 , dan ΔT_2 dalam satuan K. Sehingga :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{22,57 - 15}{\ln \left(\frac{22,57}{15} \right)} = 18,52 \text{ K}$$

Kembali lagi pada persamaan (4.5), *overall heat transfer coefficient* U yang digunakan merupakan nilai yang diasumsikan. Menurut Towler & Sinnott (2021), beberapa nilai *overall heat transfer coefficient* pada *heat exchanger* berdasarkan

fluida yang mengalir pada bagian *tube* dan *shell* diperlihatkan pada Tabel 4.4 di bawah ini.

Tabel 4.4 Beberapa Nilai Asumsi *Overall Heat Transfer Coefficient* pada *Heat Exchanger*

(Towler & Sinnott, 2021)

Fluida Panas	Fluida Dingin	<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> (W/m ² K)
Air	Air	800-1500
Pelarut Organik	Pelarut Organik	100-300
<i>Light Oil</i>	<i>Light Oil</i>	100-400
<i>Heavy Oil</i>	<i>Heavy Oil</i>	50-300
Gas	Gas	10-50

Dari tabel tersebut, memang sebenarnya tidak ada yang benar-benar tepat sasaran yang sesuai dengan fluida kerja pada kasus perancangan, namun dengan data yang ada pada Tabel 4.4 ini, masih bisa dipertimbangkan nilai asumsi *overall heat transfer coefficient* yaitu sebesar 300 W/m²K. Seluruh variabel yang diperlukan pada persamaan (4.5) sudah didapatkan, sehingga luas terjadinya perpindahan kalor keseluruhan adalah :

$$A = \frac{q}{U_{asumsi} \cdot \Delta T_{LMTD}}$$

$$= \frac{154580}{300 \cdot 18,52} = 27,82 \text{ m}^2$$

4.1.1 *Tube Heat Transfer Coefficient*

Fluida kerja yang mengalir pada bagian *tube* adalah propana. Terdapat beberapa variabel yang harus dihitung terlebih dahulu sebelum menghitung Reynolds Number. Langkah pertama yang akan dilakukan adalah menghitung luas permukaan *tube* dengan persamaan luas lingkaran sederhana yang diperlihatkan pada persamaan (4.7) di bawah ini.

$$A_{tube} = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_{tube}^2 \quad (4.7)$$

Di mana pada persamaan (4.7) tersebut, luas permukaan *tube* A_{tube} dalam satuan m^2 dan diameter bagian dalam *tube* d_{tube} dalam satuan m. Sehingga :

$$A_{tube} = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 0,04^2 = 0,00125 \text{ m}^2$$

Langkah berikutnya adalah menghitung laju volume aliran yang dilakukan dengan cara membagi laju massa aliran dengan massa jenis rata-rata dari propana, diperlihatkan pada persamaan (4.8).

$$v = \frac{\dot{m}_{propana}}{\rho_{rata-rata \text{ propana}}} \quad (4.8)$$

Di mana pada persamaan tersebut, laju volume aliran v dalam satuan m^3/s , laju aliran massa propana $\dot{m}_{propana}$ dalam satuan kg/s , dan massa jenis rata-rata propana $\rho_{rata-rata \text{ propana}}$ dalam satuan kg/m^3 . Nilai dari $\rho_{rata-rata \text{ propana}}$ dapat diambil dari Tabel 4.2. Sehingga :

$$v = \frac{4,354}{449,16} = 0,0096 \text{ m}^3/s$$

Hasil laju volume aliran propana digunakan kembali untuk mendapatkan kecepatan aliran propana dengan cara membagi laju volume alirannya dengan luas permukaan *tube*, yang dihitung dengan menggunakan persamaan (4.9) di bawah ini.

$$v_{propana} = \frac{v}{A_{tube}} \quad (4.9)$$

Di mana kecepatan aliran propana $v_{propana}$ dalam satuan m/s , laju volume aliran v dalam satuan m^3/s , dan luas permukaan *tube* A_{tube} dalam satuan m^2 , maka :

$$v_{propana} = \frac{0,0096}{0,00125} = 7,68 \text{ m/s}$$

Semua variabel yang diperlukan untuk menghitung Reynolds Number sudah didapatkan, sehingga proses perhitungan sudah dapat dilakukan dengan mengikuti langkah-langkah pada sub-bab 3.2. Langkah pertama yang dilakukan adalah menghitung Reynolds Number dengan menggunakan persamaan (3.1). Di mana nilai massa jenis rata-rata propana $\rho_{rata-rata \text{ propana}}$ dan viskositas dinamik rata-rata propana $\mu_{rata-rata \text{ propana}}$ diperoleh dari Tabel 4.2. Maka :

$$\begin{aligned} Re_{tube} &= \frac{\rho_{rata-rata \text{ propana}} \cdot v_{propana} \cdot d_{tube \ i}}{\mu_{rata-rata \text{ propana}}} \\ &= \frac{449,16 \cdot 7,68 \cdot 0,04}{0,074 \times 10^{-3}} = 1864620,97 \end{aligned}$$

Langkah berikutnya adalah menghitung Prandtl Number dengan menggunakan persamaan (3.2). Di mana nilai viskositas dinamik rata-rata propana $\mu_{rata-rata \text{ propana}}$, kalor spesifik rata-rata propana $c_{p \text{ rata-rata \text{ propana}}}$, dan konduktivitas termal rata-rata propana $k_{rata-rata \text{ propana}}$ diperoleh dari Tabel 4.2. Sehingga :

$$\begin{aligned} Pr_{tube} &= \frac{\mu_{rata-rata \text{ propana}} \cdot c_{p \text{ rata-rata \text{ propana}}}}{k_{rata-rata \text{ propana}}} \\ &= \frac{0,074 \times 10^{-3} \cdot 1,7745 \times 10^3}{0,082} = 1,6 \end{aligned}$$

Kemudian nilai dari Nusselt Number dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.4). Di mana pada persamaan tersebut nilai n yang digunakan adalah 0,3.

$$\begin{aligned} Nu_{tube} &= 0,023 Re_{tube}^{0,8} Pr_{tube}^{0,3} \\ &= 0,023 \cdot 1864620,97^{0,8} 1,6^{0,3} = 2750,65 \end{aligned}$$

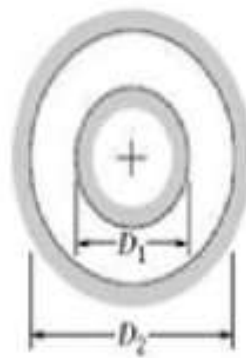
Sehingga nilai *heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dapat dihitung dengan persamaan (3.5). Di mana nilai dari konduktivitas termal rata-rata propana $k_{rata-rata\ propana}$ diperoleh dari Tabel 4.2.

$$h_{tube} = \frac{Nu_{tube} \cdot k_{rata-rata\ propana}}{d_{tube\ i}}$$

$$= \frac{2750,65 \cdot 0,082}{0,04} = 5638,83\ W/m^2K$$

4.1.2 Shell Heat Transfer Coefficient

Langkah perhitungan *heat transfer coefficient* pada bagian *shell* sebenarnya sama saja dengan langkah perhitungan di bagian *tube*. Namun ada satu perbedaan pada bagian diameternya yang menggunakan diameter hidrolik. Menurut Syuhada et al. (2019), diameter hidrolik mewakili panjang karakteristik yang didefinisikan sebagai ukuran penampang dari bentuk yang ditentukan. Pada *double pipe heat exchanger*, diameter hidrolik diilustrasikan pada Gambar 4.2 di bawah ini.



Gambar 4.2 Ilustrasi Diameter Hidrolik pada *Double Pipe Heat Exchanger*

(Syuhada et al. 2019)

Diameter hidrolik pada penelitian ini dihitung dengan cara membagi 4 kali luas permukaan *heat exchanger* dengan kelilingnya, lebih lanjut diperlihatkan pada persamaan (4.10) di bawah ini (Cengel & Ghajar, 2015) :

$$d_h = \frac{4A}{P} = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{shell i}^2 - d_{tube i}^2)}{\pi (d_{shell i} + d_{tube i})} \quad (4.10)$$

Di mana pada persamaan tersebut, diameter hidrolis d_h , diameter bagian dalam *tube* $d_{tube i}$, dan diameter bagian dalam *shell* $d_{shell i}$ dalam satuan m. Sehingga :

$$d_h = \frac{4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,055^2 - 0,04^2)}{\pi (0,055 + 0,04)} = 0,015 \text{ m}$$

Nilai diameter hidrolis inilah yang akan digunakan seterusnya pada perhitungan *heat transfer coefficient* pada bagian *shell*. Langkah awal yang dilakukan adalah menghitung luas permukaan *shell* dengan menggunakan persamaan (4.7).

$$\begin{aligned} A_{shell} &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_h^2 \\ &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 0,015^2 = 0,00017 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Langkah berikutnya adalah menghitung laju volume aliran dengan menggunakan persamaan (4.8). dimana nilai massa jenis rata-rata air diperoleh dari Tabel 4.3

$$\begin{aligned} v &= \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{rata-rata \text{ air}}} \\ &= \frac{9,67}{995,28} = 0,0097 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Kemudian kecepatan aliran air dihitung dengan menggunakan persamaan (4.9).

$$v_{air} = \frac{v}{A_{shell}}$$

$$= \frac{0,0097}{0,00017} = 57,05 \text{ m/s}$$

Semua variabel yang diperlukan untuk menghitung Reynolds Number sudah didapatkan, sehingga proses perhitungan sudah dapat dilakukan dengan mengikuti langkah-langkah pada sub-bab 3.2. Langkah pertama yang dilakukan adalah menghitung Reynolds Number dengan menggunakan persamaan (3.1). Di mana nilai massa jenis rata-rata air $\rho_{rata-rata \text{ air}}$ dan viskositas dinamik rata-rata air $\mu_{rata-rata \text{ air}}$ diperoleh dari Tabel 4.3. Maka :

$$Re_{shell} = \frac{\rho_{rata-rata \text{ air}} \cdot v_{air} \cdot d_h}{\mu_{rata-rata \text{ air}}}$$

$$= \frac{995,28 \cdot 57,05 \cdot 0,015}{0,779 \times 10^{-3}} = 1093338,71$$

Langkah berikutnya adalah menghitung Prandtl Number dengan menggunakan persamaan (3.2). Di mana nilai viskositas dinamik rata-rata air $\mu_{rata-rata \text{ air}}$, kalor spesifik rata-rata air $c_{p \text{ rata-rata air}}$, dan konduktivitas termal rata-rata air $k_{rata-rata \text{ air}}$ diperoleh dari Tabel 4.3. Sehingga :

$$Pr_{shell} = \frac{\mu_{rata-rata \text{ air}} \cdot c_{p \text{ rata-rata air}}}{k_{rata-rata \text{ air}}}$$

$$= \frac{0,779 \times 10^{-3} \cdot 4,1799 \times 10^3}{0,61593} = 5,28$$

Kemudian nilai dari Nusselt Number dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.4). Di mana pada persamaan tersebut nilai n yang digunakan adalah 0,3.

$$\begin{aligned}
 Nu_{shell} &= 0,023 Re_{shell}^{0,8} Pr_{shell}^{0,3} \\
 &= 0,023 \cdot 1093338,71^{0,8} \cdot 5,28^{0,3} = 2567,56
 \end{aligned}$$

Sehingga nilai *heat transfer coefficient* pada bagian *shell* dapat dihitung dengan persamaan (3.5). Di mana nilai dari konduktivitas termal rata-rata air $k_{rata-rata\ air}$ diperoleh dari Tabel 4.3.

$$\begin{aligned}
 h_{shell} &= \frac{Nu_{shell} \cdot k_{rata-rata\ air}}{d_{shell\ i}} \\
 &= \frac{2567,56 \cdot 0,61593}{0,015} = 105429,14\ W/m^2K
 \end{aligned}$$

4.1.3 Overall Heat Transfer Coefficient

Nilai dari *overall heat transfer coefficient* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.6).

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{U} &= \frac{1}{h_{shell}} + \frac{d_{shell\ o} \cdot \ln\left(\frac{d_{shell\ o}}{d_{tube\ i}}\right)}{k_{material}} + \frac{d_{shell\ o}}{d_{tube\ i}} \cdot \frac{1}{h_{tube}} \\
 &= \frac{1}{105429,14} + \frac{0,155 \cdot \ln\left(\frac{0,155}{0,04}\right)}{55} + \frac{0,155}{0,04} \cdot \frac{1}{5638,83} = 0.0026
 \end{aligned}$$

$$U = 221,53\ W/m^2K$$

Sehingga jika persamaan (4.11) digunakan untuk membandingkan hasil *overall heat transfer coefficient* dari hasil perhitungan dengan hasil asumsi berdasarkan Tabel 4.4, maka deviasi yang diperoleh sebesar :

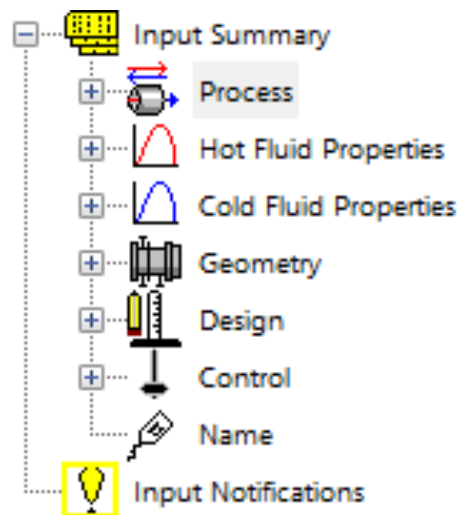
$$\begin{aligned}
 \% \text{ Deviasi} &= \left| \frac{U_{perhitungan} - U_{asumsi}}{U_{asumsi}} \right| \times 100\% \quad (4.11) \\
 &= \left| \frac{221,53 - 300}{300} \right| \times 100\% = 26,15\%
 \end{aligned}$$

Hal tersebut berarti bahwa *overall heat transfer coefficient* dari hasil hitung manual dan dari asumsi berdasarkan yang dikemukakan oleh Towler & Sinnott (2021),

memiliki deviasi sebesar 26,15%. Selanjutnya adalah membandingkan antara *overall heat transfer coefficient* dari hasil hitung manual dengan hasil output HTRI yang akan dijabarkan prosesnya pada sub-bab 4.2.

4.2 Perancangan dengan *Software* HTRI

Perancangan dengan menggunakan HTRI dilakukan dengan cara sederhana yaitu dengan memberi input sesuai dengan kasus perancangan. Proses input yang diberikan mengikuti *guide* yang diberikan HTRI, diperlihatkan pada Gambar 4.3. Kemudahan dari *software* ini adalah tidak semua bagian harus diinput, hanya beberapa bagian yang ditandai merah yang memang diwajibkan untuk diisi (lihat Gambar 2.10)



Gambar 4.3 Menu Input Data HTRI

Langkah berikutnya akan dibahas menu-menu input yang ada di Gambar 4.3. Input pertama yang diberikan adalah pada menu *Process*, data yang diberikan diperlihatkan pada Gambar 4.4. Pada menu *Process* ini input yang diberikan lebih ke penamaan fluida kerja beserta temperaturnya serta laju perpindahan kalor *heat exchanger*.

Process Conditions

Exchanger service: Generic shell and tube

Hot fluid location: Tubeside

	Hot Fluid		Cold Fluid	
Fluid name	Propane		Water	
Phase	All liquid		All liquid	
Flow rate	4.354		9.67 kg/s	
Weight fraction vapor	Inlet: 0	Outlet: 0	Inlet: 0	Outlet: 0
Temperature	Inlet: 59.85	Outlet: 39.85	Inlet: 24.85	Outlet: 37.28 C
Operating pressure	601.325		751.325 kPa	
Allowable pressure drop				
Fouling resistance				
Fouling layer thickness				
Exchanger duty	0.1546		MegaWatts	
Duty/flow multiplier	1			

Gambar 4.4 Input pada Menu *Process*

Proses berikutnya adalah input pada menu *Hot Fluid* dan *Cold Fluid Properties*. Pada kedua menu ini yang dilakukan adalah mengatur jenis dan *properties* dari kedua fluida kerja. Ada banyak jenis pengaturan yang dapat digunakan, namun pada penelitian ini pengaturan yang dipilih adalah menggunakan *database* yang dimiliki oleh HTRI, gambaran dari menu ini diperlihatkan pada Gambar 4.5

Package: HTRI

Find Component:

By name By formula and CAS#

Match prefix Match whole string

Find List Find Next

Composition Units: Moles Mass

Flash Type: Integral Differential

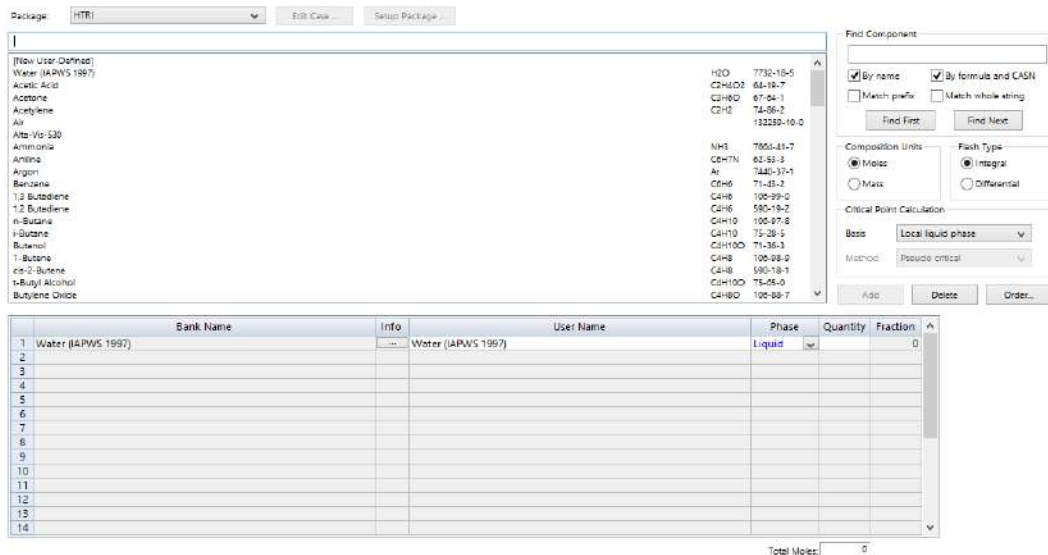
Critical Point Calculation: Local liquid phase Pseudo critical

Method: Pseudo critical

Add Delete Order...

Bank Name	Info	User Name	Phase	Quantity	Fraction
1 Propane	Propane		Liquid		0
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
Total Moles:					0

Gambar 4.5 Input pada Menu *Hot Fluid* dan *Cold Fluid Properties*



Gambar 4.6 Input pada Menu *Hot Fluid* dan *Cold Fluid Properties* (Lanjutan)

Input berikutnya diberikan pada menu *Geometry*. Pada menu ini input yang diberikan adalah dimensi dari *heat exchanger*, mulai dari diameter-diameternya sampai dengan jenis *heat exchanger*-nya berdasarkan standar TEMA. Jenis berdasarkan TEMA yang digunakan pada penelitian ini adalah AFP, untuk keterangan notasinya dapat dilihat pada Gambar 2.9. Sementara Gambar 4.7 di bawah ini adalah gambaran dari menu *Geometry*.

Shell Geometry

TEMA type: A F P

OD: mm

ID: mm

Orientation: Horizontal

Baffle Geometry

Type: None

Orientation: None

Cut: % ID

Spacing: mm

Tube Geometry

Type: Plain

Length: m

Tube OD: mm

Pitch: mm

Wall thickness: mm

Layout angle: degrees

Tubepasses:

Tubecount:

Gambar 4.7 Input yang Diberikan pada Menu *Geometry*

Menu *Geometry* ini merupakan menu terakhir dalam pengimputan data pada penelitian ini, untuk menu-menu lainnya tidak diwajibkan untuk diisi disamping memang data dari perhitungan manual tidak memadai atau tidak terlalu lengkap.

Dari hasil perancangan tersebut dapat diketahui bahwa *overall heat transfer coefficient* yang diperoleh adalah sebesar 213,38 W/m²K. Dari nilai tersebut jika dibandingkan dengan *overall heat transfer coefficient*, dengan menggunakan persamaan (4.11) maka diperoleh deviasi sebesar :

$$\begin{aligned} \% \text{ Deviasi} &= \left| \frac{U_{HTRI} - U_{Perhitungan}}{U_{Perhitungan}} \right| \times 100\% \\ &= \left| \frac{213,38 - 221,53}{221,53} \right| \times 100\% = 3,67\% \end{aligned}$$

4.3 Pembahasan

Berdasarkan diagram alir perancangan pada Gambar 3.1, proses perancangan terbagi menjadi dua metode yaitu perancangan dengan hitung manual dan perancangan dengan *software* HTRI. Perancangan dengan hitung manual pada intinya adalah menghitung nilai *heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dan *shell*. Untuk mendapatkan nilai *heat transfer coefficient* ini perlu dicari beberapa variabel, diantaranya adalah Reynolds Number, Prandtl Number, dan Nusselt Number dimana Nusselt Number ini menggunakan persamaan yang dikemukakan oleh Dittus dan Boelter pada tahun 1930. Setelah nilai *heat transfer coefficient* pada bagian *tube* dan *shell* didapatkan, kemudian bisa diperoleh nilai *overall heat transfer coefficient* yang singkatnya adalah gabungan nilai *heat transfer coefficient* pada kedua bagian *heat exchanger*. Sebelumnya pada perancangan ini diasumsi terlebih dahulu nilai *overall heat transfer coefficient* berdasarkan Tabel 4.4 berdasarkan informasi yang dikemukakan oleh Towler & Sinnott (2021). Hasilnya ditentukan nilai asumsi *overall heat transfer coefficient* sebesar 300 W/m²K. Kemudian berdasarkan hasil perhitungan didapat hasil *overall heat transfer coefficient* sebesar 221,53 W/m²K, dimana memiliki deviasi sebesar 26,15% dibandingkan dengan nilai *overall heat transfer coefficient* asumsi. Hasil deviasi ini dinilai baik, walaupun baru dibandingkan dengan informasi dari referensi. Kemudian hasil ini dibandingkan dengan output nilai *overall heat transfer coefficient* dari *software* HTRI, dimana perbandingan kedua nilai tersebut merupakan tujuan utama dari penelitian ini.

Perancangan dengan *software* HTRI dilakukan dengan cukup mudah, yaitu dengan menginput spesifikasi kasus perancangan pada *software* tersebut. Hasil

running HTRI memberikan nilai *overall heat transfer coefficient* sebesar 213,58 W/m²K, yang mana jika dibandingkan dengan hasil dari hitung manual, deviasi yang diperoleh sebesar 3,67%. Hasil deviasi ini dinilai sangat baik dikarenakan sudah jauh dibawah nilai yang ditargetkan pada penelitian ini, yaitu $\leq 30\%$.

Kendala dalam melakukan perancangan ini adalah penulis menyadari bahwa banyak kekurangan pada proses perancangan dengan hitung manual. Seharusnya akan ada lebih banyak lagi variabel yang dihitung apabila ingin menyetarakannya (*apple to apple*) dengan *software* HTRI. Perancangan dengan hitung manual pada penelitian ini baru dititik beratkan pada perhitungan termalnya saja, dan data-datanya masih memadai untuk diinput pada bagian yang memang diwajibkan untuk diisi oleh HTRI. Sedangkan untuk sisa bagian inputnya akan diolah oleh HTRI sesuai dengan standar TEMA, dimana hal tersebut sangat membantu dalam proses perancangan sebuah *heat exchanger*.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perancangan dan pembahasan yang telah dijelaskan sebelumnya, dapat disimpulkan :

1. Nilai *overall heat transfer coefficient* pada perancangan dengan hitung manual didapat sebesar 221,53 W/m²K, jika dibandingkan dengan nilai asumsinya, hasil ini memiliki deviasi sebesar 26,15%.
2. Nilai *overall heat transfer coefficient* pada perancangan dengan *software* HTRI didapat sebesar 213,58 W/m²K. Nilai ini memiliki deviasi sebesar 3,67% saat dibandingkan dengan hasil dari perancangan dengan hitung manual
3. Hasil deviasi yang diperoleh antara nilai *overall heat transfer coefficient* hasil perancangan dengan hitung manual dengan *software* HTRI dinilai sangat baik, karena jauh dibawah nilai deviasi yang ditargetkan yaitu $\leq 30\%$.
4. HTRI sebagai *software* penunjang perancangan *heat exchanger* sangat membantu sebagai alat validasi dan pelengkap pada proses perancangan.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk kedepannya adalah, Diharapkan kedepannya proses perancangan dengan kedua metode ini dapat diterapkan untuk kasus *heat exchanger* tipe *shell and tube*.

DAFTAR PUSTAKA

- Alat Penukar Kalor / Nandy Putra. -- Jakarta : Penerbit Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia, 2012.
- Bakar, R. Y. H., & Nurfiman, E. (2022). Analisis Jenis Cairan Pendingin Terhadap Laju Perpindahan Kalor Pada Sistem Pendingin Radiator. *Jurnal Ilmiah Sains, Teknologi dan Rekayasa*, 2(1).
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications, Fifth Edition* (5 ed.). New York: McGraw-Hill Education.
- Edition, T. N. (2007). Tubular Exchanger Manufacturers Association Inc. 25 North Broadway Tarrytown, New York 10591 Richard C. Byrne, Secretary www.tema.org.
- Ghiaasiaan, S. M. (2017). *Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation: In Conventional and Miniature Systems*: Cambridge University Press.
- Kays, W. M. (1994). Turbulent Prandtl number. Where are we? *ASME Journal of Heat Transfer*, 116(2), 284-295.
- Kuznetsov, V. V. (2018). Two-phase heat exchangers. In *Handbook of Thermal Science and Engineering* (pp. 1473-1500).
- Lemmon, E. W., Bell, I. H., Huber, M., & McLinden, M. (2018). NIST standard reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology. *Standard Reference Data Program, Gaithersburg*.
- Maulani, I. S., & Firdaus, H. (2021). Analisis Desain Rancang Bangun Alat Penukar Kalor Tipe Double Pipe Aliran Cocurrent dan Counter Flow: Array. *Jurnal Industrial Galuh*, 2(01).
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2010). *Fundamentals of engineering thermodynamics*: John Wiley & Sons.

- Rott, N. (1990). Note on the history of the Reynolds number. *Annual review of fluid mechanics*, 22(1), 1-12.
- Septian, B., Rey, P. D., & AZIZ, A. (2021). Desain dan rancang bangun alat penukar kalor (heat exchanger) jenis shell dan tube. *Baut dan Manufaktur*, 3(01), 52-60.
- Shah, R. (1988). Plate heat exchangers and their design theory. *Heat transfer equipment design*, 227.
- Siahaan, S. (2022). Pengaruh Baffle Cut Terhadap Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Dan Penurunan Tekanan Sebagai Unjuk Kerja Alat Penukar Kalor Shell And Tube Susunan Segitiga. *Jurnal Ilmiah Core IT: Community Research Information Technology*, 10(2).
- Syuhada, A., Sary, R., & Zakirullah, Z. (2019). Pengaruh Diameter Hidrolik Terhadap Perpindahan Panas Kolektor Surya Belokan Tajam. *Jurnal Teknik Mesin Unsyiah*, 7(2), 38-42.
- Towler, G., & Sinnott, R. (2021). *Chemical engineering design: principles, practice and economics of plant and process design*: Butterworth-Heinemann.
- Winterton, R. H. (1998). Where did the Dittus and Boelter equation come from? *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41(4-5), 809-810.