LAPORAN AKHIR PENELITIAN DASAR UNIVERSITAS LAMPUNG



JUDUL PENELITIAN

KAJIAN NUMERIK KARAKTERISTIK PERPINDAHAN PANAS KONVEKSI FLUIDA ORGANIK PADA KONDISI TEKANAN SUPERKRITIS

Nama Tim Peneliti

- 1. Dr. Harmen, S.T., M.T. (Ketua) Sinta ID 5978779
- 2. Zulhanif, S.T., M.T. (Anggota) Sinta ID 618375
- 3. Ahmad Yonanda, S.T., M.T. (Anggota) Sinta ID

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS LAMPUNG 2021

HALAMAN PENGESAHAN PENELITIAN DASAR UNIVERSITAS LAMPUNG

Judul Penelitian :	Kajian Numerik Karakteristik Perpindahan Panas Konveksi Fluida Organik Pada Kondisi Tekanan Superkritis		
Manfaat sosial ekonomi :	-		
Ketua Peneliti			
a. Nama Lengkap :	Dr. Harmen, S.T., M.T.		
b. SINTA ID :	5978779		
c. Jabatan Fungsional :	Lektor		
d. Program Studi :	Teknik Mesin		
e. Nomor HP :	081225108714		
f. Alamat surel (e-mail) :	<u>harmenbur@gmail.com</u> /		
	harmen.1969@eng.unila.ac.id		
Anggota Peneliti (1)			
a. Nama Lengkap :	Zulhanif, S.T., M.T.		
b. SINTA ID :	618375		
c. Program Studi :	Teknik Mesin		
Anggota Peneliti (2)			
a. Nama Lengkap :	Ahmad Yonanda, S.T., M.T.		
b. SINTA ID :	6679212		
c. Program Studi :	Teknik Mesin		
Mahasiswa yang terlibat :	Moh. Royril, NPM 1615021005		
Jumlah alumni terlibat :	-		
Jumlah staf yang terlibat :	1 staf administrasi		
Lokasi kegiatan :	Lab. Termodinamika Jurusan Teknik Mesin		
Lama kegiatan :	6 bulan		
Biaya penelitian :	Rp 20.000.000,-		
Sumber dana :	DIPA BLU UNILA TA 2021		

Bandar Lampung, 20 September 2021

Mengetahui, Dekan Fakultas Teknik Universitas Lampung

Ketua Peneliti,

Prof. Drs. Ir. Suharno, Ph.D., IPU., ASEAN Eng. NIP. 19620717 198703 1002 Harmen, S.T., M.T. NIP. 19690620 200003 1001

Menyetujui, Ketua LPPM Universitas Lampung

Dr. Ir. Lusmeilia Afriani, D.E.A Nip. 19650510 199303 2008

DAFTAR ISI

HALAMAN SAMPUL USULAN PENELITIAN

HALAMAN PENGESAHAN	2
DAFTAR ISI	3
DAFTAR GAMBAR	4
DAFTAR TABEL	6
RINGKASAN	7
BAB 1. PENDAHULUAN	8
1.1. Latar Belakang	8
1.2. Tujuan Penelitian	8
1.3. Urgensi Penelitian	9
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA	9
2.1. State of art penelitian	9
2.2. Peta Jalan Penelitian	.11
BAB 3. METODE PENELITIAN	.12
3.1. Pembutan geometri	13
3.2. Pembuatan mesh	13
3.3. Setup	.14
3.4. Solution	15
3.5. <i>Result</i>	.16
BAB 4. HASIL DAN ANALISA	.17
4.1 Analisa Termodinamika Siklus Rankine Organik Sub/Superkritis	.17
4.1.1 Pemilihan fluida organik	18
4.1.2 Pengaruh tekanan terhadap keluaran daya bersih dan efisiensi SRO sederhana dan dengan rekuperator	20
4.2 Hasil Perhitungan Panjang SHE	25
4.3 Pemodelan Geometri dan Distribusi Temperatur	25
4.3.1 Pemodelan geometri dan meshing	25
4.3.2 Distribusi Temperatur	26
4.4 1 Koefisien perpindahan panas konveksi paksa	.50
4.4.2 Perumusan korelasi koefisien perpindahan panas konveksi paksa baru	33
4.5 Perbandingan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi	.35
Bab 5 KESIMPULAN DAN SARAN	.39
REFERENSI	.41

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Grafik perubahan sifat-sifat propana pada $p = 41,95$ bar1	0
Gambar 2.2. Road Map Penelitian	2
Gambar 3.1. fishbone diagram dari tahapan penelitian1	2
Gambar 3.2. Tahapan analisa numerik pada Ansys Fluent1	3
Gambar 3.3. Langkah-langkah untuk menghitung nilai Y+14	4
Gambar 3.4. Menu meshing14	4
Gambar 3.5. Langkah-langkah setup1	5
Gambar 3.6. Metode penyelesaian simulasi1	6
Gambar 3.7. Pilihan tambilan hasil simulasi1	6
Gambar 4.1. Pengaruh tekanan fluida kerja dalam evaporator dan temperatur fluida kerja	
masuk turbin terhadap kerja bersih isentropik sistem SRO sub dan superkritis.	8
Gambar 4.2. Pengaruh tekanan fluida kerja dalam evaporator dan temperatur fluida kerja	
masuk turbin terhadap efisiensi isentropik sistem SRO sub dan superkritis1	9
Gambar 4.3. Pengaruh perubahan tekanan evaporator dan temperatur maksimum terhadap	
kerja keluaran bersih SRO sub/superkritis dengan fluida kerja propana, butana	
dan pentana2	1
Gambar 4.4. Pengaruh perubahan tekanan evaporator dan temperatur maksimum terhadap	
efisiensi SRO sederhana sub/superkritis dengan fluida kerja propana, butana da	n
pentana2	2
Gambar 4.5. Pengaruh perubahan tekanan evaporator dan temperatur maksimum terhadap	
efisiensi SRO dengan rekuperator sub/superkritis dengan fluida kerja propana,	
butana dan pentana2	3
Gambar 4.6. Model 2D SHE dengan axisymmtric2	6
Gambar 4.7. <i>Meshing</i>	6
Gambar 4.8. Distribusi temperatur hasil simulasi CFD dalam SHE2	7
Gambar 4.9. Grafik fluks panas dan panas spesifik terhadap temperatur2	7
Gambar 4.10. Distribusi temperatur dan kecepatan arah sumbu-y atau arah radial aliran2	8
Gambar 4.11. Perubahan kecepatan propana dan bilangan Reynold's terhadap temperatur	
arah aksial aliran2	9
Gambar 4.12. Perubahan densitas dan viskositas kinematik propana terhadap temperatur 34	0
Gambar 4.13. Perubahan temperatur propana terhadap laju panas yang diserap	0
Gambar 4.14. Grafik perubahan HTC terhadap temperatur bulk rata-ratanya dengan (a)	
variasi tekanan superkritis dan (b) variasi fluks massa	1
Gambar 4.15. Grafik hubungan HTC terhadap temperatur (a) HTC dari 7 korelasi baru dan	
HTC simulasi CFD, (b) HTC dari 3 korelasi baru terpilih dan HTC simulasi	
CFD	4
Gambar 4.16. Grafik perbandingan nilai koefisien perpindahan panas konveksi paksa pada	
tekanan superkritis	5

Gambar 4.17. Perbandingan variasi T_w terhadap T_b hasil simulasi dengan eksperimental	Cui
dkk	36
Gambar 4.18. Perbandingan nilai HTC hasil simulasi dan HTC eksperimen	37
Gambar 4.19. Perbandingan nilai HTC dengan korelasi Nu baru dan HTC hasil	
eksperimental	38

DAFTAR TABEL

RINGKASAN

Proses perpindahan panas yang terjadi dalam pemindah panas merupakan proses perpindahan energi dari sumber energi ke fluida kerja organik yang digunakan sebagai fluida kerja untuk menggerakkan turbin/ekspander guna menghasilkan daya. Pada tekanan superkritis proses perpindahan panas ini lebih baik dibandingankan dengan pada tekanan subkritis. Dalam desain pemindah panas perlu diketahui karakteristik perpindahan panas fluida kerja untuk mendapatkan kondisi yang optimal. Untuk kondisi subkritis karakteristik perpindahan panas ini telah tersedia untuk digunakan. Tidak demikian halnya dengan kondisi superkritis, proses perpindahan panas pada kondisi superkritis sangat komplek dan rumit dikarenakan tajamnya perubahan sifat-sifat termodinamika dan fisik fluida pada kondisi ini.

Oleh karena itu penelitian ini menginvestigasi karakteristik perpindahan panas konveksi paksa dari fluida superkritis yakni propana pada tekanan di atas tekanan kritisnya atau pada tekanan superkritisnya. Dengan tersedianya karakteristik perpindahan panas yang tepat untuk suatu fluida organik tertentu pada kondisi yang spesifik maka dapat dihasilkan pemindah panas yang efisien sehingga dapat meningkatkan prestasi/kinerja dan nilai ekonomi dari sistem pembangkit siklus Rankine organik superkritis. Dalam penelitian ini juga dilakukan perumusan korelasi bilangan Nusselt baru yang mampu secara akurat memprediksi nilai koefisien perpindahan panas konveksi paksa.

Penelitian ini dilakukan secara numerik. Nilai HTC dan karateristik perpindahan panasnya diperoleh melalui simulasi CFD dengan model turbulensi $k - \varepsilon$. Proses perpindahan panas dari oli termal yang mengalir dalam *annulus* HE tipe pipa ganda aliran berlawanan arah ke aliran propana dalam pipa berdiameter 8 mm dimodelkan dengan model 2D menggunakan sumbu simetris. Hasil perhitungan HTC dari simulasi CFD ini digunakan sebagai data untuk merumuskan korelasi bilangan Nusselt baru menggunakan metoda *curve fitting*. Selanjutnya nilai HTC yang dihitung dari korelasi bilangan Nusselt baru di validasi menggunakan data HTC dari simulasi CFD yang telah divalidasi dengan data eksperimental yang berupa grafik dan juga divalidasi dari hasil hitungan menggunakan korelasi lain yang telah dipublikasi.

Hasil yang didapat dari studi teoretis adalah bahwa untuk sumber energi rendah kalori, R-290 menghasilkan kerja bersih isentropis yang lebih baik dari R-1270, R-134a, dan R-227ea baik untuk tekanan subkritis, tekanan kritis, maupun tekanan superkritis, namun efisiensinya masih di bawah R-134a. Korelasi bilangan Nusselt baru yang mampu untuk memprediksi nilai koefisien perpindahan panas konveksi pada tekanan superkritis telah didapatkan dalam penelitian ini, korelasi ini memiliki nilai kesalahan standar estimasi dan koefisien korelasi sebesar Sy/x = 0.0333 dan R = 0.9875 dan telah divalidasi menggunakan persamaan korelasi yang telah dipublikasikan dan data-data hasil simulasi CFD. Peningkatan tekanan superkritis akan mereduksi kenaikan dan penurunan koefisien perpindahan panas konveksi paksa di sekitar temperatur *pseudo-critical* propana sedangkan peningkatan fluks massa akan meningkatkan HTC. Peningkatan fluks massa juga mengurangi temperatur propana keluar supercritical heat exchanger (SHE). Perbandingan fluks massa propana dengan fluks massa oli termal (sebagai sumber panas/energi) dengan temperatur maksimum 150°C terbaik adalah sebesar 1:5. Perbandingan nilai HTC dari korelasi bilangan Nusselt baru dengan HTC R-134a dan propana pada berbagai variasi tekanan superkritis dan fluks massa memiliki penyimpangan antara -30% sampai 20%.

Kata kunci: Korelasi perpindahan panas, siklus Rankine organik, pemindah panas,

superkritis, fluida organik, propana.

BAB 1. PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Melalui analisa termodinamika penggunaan teknologi siklus Rankine organik superkritis untuk pembangkitan daya dari sumber-sumber energi rendah kalori menghasilkan efisiensi yang lebih tinggi [Li, dkk. 2017] dan [Harmen, dkk. 2019], *low exergy destruction* [Safarian dan Aramoun, 2015], konstruksi yang lebih sederhana [Cirincione, 2011], dan lebih rendah biaya investasi dan operasional [Zhang, dkk. 2019] dibandingkan dengan siklus uap Rankine konvensional maupun siklus Rankine organik subkritis. Hal ini menjadi tantangan bagi para peneliti untuk terus mengembangkan penelitiannya agar teknologi ini matang untuk diaplikasikan. Beberapa penelitian terus dikembangkan yang meliputi aspek optimasi termodinamika [Cakici, dkk. 2017], penentuan fluida kerja [Thurairaja, dkk. 2019], turbin/ ekspander [Han, dkk. 2019], alat pemindah panas (*heat exchanger*/HE) [Lazova, dkk. 2015], dan aspek keekonomianya [Yang dan Yeh, 2016].

Proses perpindahan panas yang terjadi dalam HE memindahkan energi dari sumber energi ke fluida kerja organik yang digunakan untuk menggerakkan turbin/ekspander yang akan menghasilkan daya. Pada tekanan superkritis proses perpindahan panas ini akan menjadi lebih baik. Dalam desain HE perlu diketahui karakteristik perpindahan panas fluida kerja untuk mendapatkan kondisi yang optimal. Untuk kondisi subkritis karakteristik perpindahan panas ini telah tersedia dan matang untuk diaplikasikan. Tidak demikian halnya dengan kondisi superkritis khususnya untuk fluida organik. Proses perpindahan panas pada kondisi superkritis sangat komplek dan rumit [Wang, dkk. 2019] dikarenakan tajamnya perubahan sifat-sifat termodinamika dan fisik fluida pada kondisi ini.

Oleh karena itu pada penelitian ini akan diinvestigasi karakteristik perpindahan panas konveksi dari fluida superkritis seperti propana pada kondisi tekanan superkritisnya. Dengan adanya karakteristik perpindahan panas yang tepat dari suatu fluida tertentu untuk kondisi tertentu maka akan dapat dihasilkan HE yang efisien sehingga akan meningkatkan performan dan nilai ekonomi dari sistem pembangkit siklus Rankine organik superkritis.

1.2. Tujuan Penelitian

Tujuan utama dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan karakteristik perpindahan panas konveksi dari fluida organik khususnya propana/R-290 (C_3H_8) untuk berbagai parameter aliran secara numerik pada kondisi tekanan superkritis. Penelitian secara menyeluruh meliputi:

- Memodelkan proses perpindahan panas dari sumber panas ke fluida organik propana dalam HE pada kondisi tekanan superkritis
- 2) Memetakan karakteristik perpindahan panas konveksi fluida organik superkritis, dan
- 3) Merumuskan korelasi perpindahan panas konveksi paksa.

1.3. Urgensi Penelitian

Karakteristik dan korelasi perpindahan panas konveksi merupakan parameter penting dalam menentukan dimensi, bentuk/jenis, dan biaya dari suatu alat pemindah panas/HE. HE adalah salah satu komponen utama pada sistem pembangkit siklus Rankine organik/ORC. Pada kondisi tekanan superkritis, karakteristik dan korelasi ini belum eksis atau masih dalam tahap pengembangan/penelitian, terutama untuk fluida organik. Sehingga penelitian ini sangat penting untuk dilakukan untuk perkembangan ilmu pengetahuan khususnya penelitian dalam kondisi superkritis. Penelitian ini juga akan melibatkan seorang mahasiswa program studi S1 Teknik Mesin. Mahasiswa akan mendapatkan pengetahuan yang kuat mengenai prinsip-prinsip perpindahan panas, pemodelan dan penggunaan perangkat lunak dalam memecahkan masalah keteknikan. Kemudian penelitian ini juga dalam rangka ikut mendayagunakan investasi perangkat lunak yang telah dimiliki Jurusan Teknik Mesin dengan biaya mahal.

BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. State of art penelitian

Pada kondisi aliran fluida disekitar titik temperatur kritis atau temperatur *pseudo-critic* sifat-sifat termo-fisik fluida seperti rapat massa, panas spesifik, kekentalan, daya hantar panas, bilangan prandtl dan entalpi berubah dengan sangat drastis terhadap perubahan temperatur. Gambar 2.1 memperlihat tentang hal ini untuk fluida organik propana pada tekanan kritisnya (p = 41,95 bar).



a) Perubahan nilai c_p dan ρ terhadap temperatur



b) Perubahan nilai k dan μ terhadap temperatur



c) Perubahan nilai Pr dan h terhadap temperatur Gambar 2.1. Grafik perubahan sifat-sifat propana pada p = 41,95 bar

Hal ini mengakibatkan korelasi bilangan Nusselt (sering juga disebut korelasi perpindahan panas konveksi) yang telah dikembangkan, Tabel 2.1, tidak lagi mampu memprediksi nilai perpindahan panas dengan tepat [Harmen, dkk. 2018]. Berbagai penelitian eksperimental [Wang, dkk. 2019a] dan numerik [Cui, dkk. 2019] telah dilakukan untuk mendapatkan korelasi yang lebih tepat lagi memprediksi nilai koefisien perpindahan panas dari suatu aliran.

No.	Peneliti	Korelasi bilangan Nusselt (HTC)						
1	Dittus-Boelter	$Nu_b = 0.023 Re_b^{0.8} Pr_b^n$						
	(1930)	n = 0.3 for cooling, $n = 0.4$ for heating						
2	Yamagata dkk.	$Nu_b = 0.0135 Re_b^{0.85} Pr_b^{0.8} F_c$						
	(1972)	$F_c = 1$, for $E > 1$, $E = T_{pc} - T_b/T_w - T_b$						
		$\overline{C}_c = \left(\overline{c_p}/c_{p,b}\right)^{n_1}$ for $E < 0$,						
		$F_c = 0.67 P r_{pc}^{-0.05} (\bar{c_p} / c_{p,b})^{n_1}$ For $0 \le \mathrm{E} \le 1$, and						
		$n_1 = -0.77 (1 + 1/Pr_{pc}) + 1.49,$						
		$n_2 = 1.44 (1 + 1/Pr_{pc}) - 0.53$						
3	Kuang (2006)	$Nu = 0.001546 Re^{1.054} Pr^{0.653} \left(\frac{\rho_w}{\rho}\right)^{0.367} \left(\frac{\overline{c_p}}{c_p}\right)^{0.4}$						
		$\overline{c_p} = (H_{in} - H_{out}) / (T_{in} - T_{out})$						
4	Kang and Chang (2009)	$Nu_b = 0.0244 Re_b^{0.762} \overline{Pr}^{0.552} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.0293}$						
		Applicable for R134a, R22, water and CO ₂ .						
5	Pioro (2010)	$Nu_{x} = 0.021 Re_{x}^{0.8} \bar{P}r_{x}^{0.7} \left(\frac{\rho_{w}}{\rho_{b}}\right)_{x}^{0.45} \left(\frac{\mu_{b}}{\mu_{in}}\right)_{x}^{0.2} \left(\frac{\rho_{b}}{\rho_{in}}\right)_{x}^{0.1} \left(1 + 2.5\frac{D_{hy}}{x}\right)$						
6	Forooghi dan Hooman (2014)	$Nu = 0.187 Re_b^{0.71} \overline{Pr}^{0.35} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.3} \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{pb}}\right)^{0.5}, \beta = 60^{\circ}$						
		$Nu = 0.09 Re_b^{0.74} \overline{Pr}^{0.35} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.3} \left(\frac{\overline{c_p}}{c_{pb}}\right)^{0.5}, \beta = 30^{\circ}$						
7	Tian, dkk. (2019)	$Nu_{b,bottom} = 0.00186Re_b^{0.9951} \overline{Pr}^{0.5799} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.1284}$						
		$Nu_{b,top} = 0.023 Re_b \ \overline{Pr}^{0.669} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0.219} Gr_q^{-0.1119}$						

Tabel 2.1. Korelasi bilangan Nusselt (heat transfer correlations/HTC)

Investigasi umumnya dilakukan untuk fluida non organik air (H₂O) [Cheng, dkk. 2019] dan karbon dioksida (CO₂) [Yang, dkk. 2018]. Untuk fluida organik masih sangat sedikit kajian yang telah dilakukan. Kang dan Chang (2009) telah mengusulkan korelasi perpindahan panas untuk R-134a untuk geometri HE horizontal dan selanjutnya Tian dkk, (2018) mengembangkan korelasi dengan memperhatikan pengaruh adanya efek gaya apung. Adanya pengaruh peningkatan dan penurunan perpindahan panas juga telah diselidiki oleh Sahu dan Vaidya (2020). Fluida organik kerosene untuk bahan bakar jet karakteristik perpindahan panasnya juga telah diteliti oleh Li dkk. (2019). Untuk fluida organik propana/ R-290 (C₃H₈) belum ditemukan artikel yang mengkaji korelasi perpindahan panas konveksinya pada kondisi superkritis. Oleh karena itu penelitian tentang ini dikembangkan sesuai dengan peta jalan/roadmap penelitian seperti yang dipaparparkan pada subbab berikut dan divisualkan dalam Gambar 2.2.

2.2. Peta Jalan Penelitian

Keseluruhan penelitian dikelompokan menjadi 3 bagian yaitu penelitian tahap investigasi, tahap inovasi dan tahap aplikasi, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2. Pada Gambar 2.2 juga diberikan tahun pelaksanaan dan rencananya. Pada tahap investigasi yang telah dilakukan adalah analisa termodinamika, dipublikasi pada seminar internasional RC MEManuE [Harmen, dkk. 2019], metodologi perhitungan koefisien perpindahan panas superkritis yang dipublikasi pada Jurnal Teknologi yang terindeks Sinta [Harmen, dkk. 2017], investasi teoritik koefisien perpindahan panas superkritik yang diseminarkan pada seminar internasional ICTST 2017 [Harmen, dkk. 2018], dan kajian eksperimental *supercritical* HTC yang masih belum dipublikasi. Kelanjutan dari tahap investigasi adalah penelitian yang diusulkan ini kajian numerik *supercritical* HTC. Pada tahap inovasi rencana berlangsung juga selama 5 tahun dengan 5 kegiatan penelitian begitupun dengan tahap aplikasi selama 5 tahun dengan 4 kegiatan.



Gambar 2.2. Road Map Penelitian

BAB 3. METODE PENELITIAN

Metode penelitian untuk penelitian yang diusulkan saat ini dapat dilihat pada bagan alir penelitian dalam bentuk diagram tulang ikan (*fishbone* diagram) Gambar 3.1.



Gambar 3.1. fishbone diagram dari tahapan penelitian

Kajian numerik mengetahui karakteristik perpindahan panas konveksi dari propana pada kondisi tekanan superkritis ini dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak Ansys Fluent 19.1 yang berlisensi atas nama Jurusan Teknik Mesin Universitas Lampung. Penelitian sebelumnya digunakan untuk menentukan jenis pemodelan yang akan dilakukan 2D/3D, jenis dan material HE, sifat dan kondisi awal dan batas dari fluida panas dan dingin dan model perhitungan yang akan digunakan. Ansys fluent menggunakan 3 tahapan dalam analisa pemodelannya seperti yang diperlihatkan pada Gambar 3.2 dan diuraikan pada sub bab berikut



Gambar 3.2. Tahapan analisa numerik pada Ansys Fluent

3.1. Pembutan geometri

Parameter dimensi dari HE yang akan dimodelkan adalah sebagai Tabel 3.1 berikut

Parameter	Nilai
Inner diameter of inner pipe d_i	8 mm
Outer diameter of inner pipe d _o	12 mm
Inner diameter of outer pipe D _i	32,0 mm
Outer diameter of outer pipe D _o	35 mm
Volume rate of hot oil \dot{V}_{HF}	15 l/m
Pressure of hot oil p_{HO}	1 bar
Inlet temperature of hot oil $T_{in,HF}$	150°C
Volume rate of organic fluid \dot{V}_{OF}	0,5 l/m
Pressure of organic fluid p_{OF}	50 bar
Outlet temperature of organic fluid $T_{in,OF}$	120°C

Tabel 3.1. Parameter dimension of model

Geometri yang akan digunakan merupakan geometri 2D dan 3D.

3.2. Pembuatan mesh

Pembuatan mesh sangat menentukan keberhasilan dalam proses simulasi. Mesh yang kurang baik dan tidak sesuai dengan kondisi akan menyebabkan kesalahan dalam perhitungan numerik simulasi. Salah satu kriteria dalam pembuatan mesh adalah kriteria Y+

yaitu kriteria penentuan ukuran dari ukuran mesh terkecil lokasi kontak fluida dengan dinding. Penentuan Y+ ini sangat ditentukan dari tebal lapisan batas fluida. Gambar 3.3 berikut adalah tahapan dalam penentuan nilai Y+ dan Gambar 3.4 adalah menu-menu untuk membangun meshing pada Ansys Fluent

		Kinematik viscosity, $v(cm^2/s)$	0,001039145
		Density, ρ (kg/m³)	978,1511508
		Velocity, u (m/s)	0,817869508
		Reynolds number, Re (-)	62.965
		Empirical constant of friction factor, C _f (-)	0,0049872
		shear stress rate at wall, τw (Pa)	1,6315361
Fluid	R134a	Frictional velocity, u _f (m/s)	0,040840905
Temperature, T (°C)	80	First mesh cell size near wall, ∆s (m)	1,27219E-05
Pressure, p (MPa)	4,5	First mesh cell size near wall, ∆s (mm)	0,012721871
Tube inner diameter, m	0,008		
Mass flux, G (kg/(m ² .s)	800	Volume rate, V (L/min)	2,466636323
Y+	5	Mass flow, m (kg/s)	0,040212386
a) Parameter input		b) Parameter output	

Gambar 3.3. Langkah-langkah untuk menghitung nilai Y+

Langkah pertama dalam proses pembuatan mesh adalah penetuan jenis mesh yang akan digunakan (Quadrilateral, Triangle atau Multizones). Kriteria Y+ dapat dipenuhi melalui penentuan ukuran mesh untuk setiap tepi (edge sizing dan kriteria kerapatan (inflation). Pada langkah pembuatan mesh juga diikuti dengan penentuan nama untuk setiap batas sistem dan jenis batas sistem (seperti dinding adiabatic dan sumbu simentris)



Gambar 3.4. Menu meshing

3.3. Setup

Proses setup pada Ansys Fluent mengikuti kriteria seperti Gambar 3.5 berikut. Pertama secara umum adalah penentuan tipe solver (Pressure based/density based) dan kondisi aliran (setady/transient). Kemudian penentuan model aliran phase (single phase/multi phase), adanya perpindahan panas atau tidak, jenis alairan (laminar/turbulen), model turbulen yang akan digunakan (spalart-allmaras, k-epsilon, k-omega, dll), jenis dan sifat dari material

(solid/fluid dan sifat-sifat fluida), kemudian kondisi batas dari masing-masing batas sistem dan cell. Karena fluida yang digunakan disini adalah fluida superkritis maka perlu dilakukan pendefinisian tersendiri mengunakan menu *user define function*. Mengingat perubahan dari phase cair ke phase gas yang terjadi secara tiba-tiba atau tidak melewati phase campuran cair-uap seperti yang umum terjadi untuk aliran subkritis. Kemudian kekhususan lainnya adalah kondisi cair adalah cair yang terkompresi dan kondisi uap/gas tidak bisa digunakan sifat gas ideal atau persamaan gas real yang telah ada.

Setup



Gambar 3.5. Langkah-langkah setup

3.4. Solution

Metoda solusi yang tersedia pada fluent adalah seperti yang disajikan pada Gambar 3.6 berikut

olution Methods	Scheme
ressure-Velocity Coupling	SIMPLE
Scheme	SIMPLE
SIMPLE	1 SIMPLEC
patial Discretization	PISO Coupled
Gradient	*
Least Sources Cell Based	Gradient
Drann ra	Least Squares Cell Based
Fressure	Green-Gauss Cell Based
Second Order	Green-Gauss Node Based
Momentum	Least Squares Cell Based
Second Order Upwind	
Energy	Pressure
Second Order Upwind	 Second Order
	Second Order
	Standard
	PRESTO
ransient Formulation	Linear
	Body Force Weighted
Non-Iterative Time Advancement	
Frozen Flux Formulation	Second Order Upwind
Pseudo Transient	First Order Upwind
High Order Term Relaxation Options	Second Order Upwind
	Power Law
	QUIOK
Default	

Gambar 3.6. Metode penyelesaian simulasi

3.5. Result

Terakhir adalah bentuk-bentuk hasil yang ada pada fluent seperti yang digambarkan pada Gambar 3.7 berikut dimana hasil dapat ditampilkan dalam bentuk grafik, animasi, countur, vector, dll. Jenis grafik yang tersedia dan bisa diperoleh juga banyak seperti tekanan, temperatur dan sifat-sifat termodinamika dan fisik fluida lainnya baik dalam arah sumbu koordinat kartesius x, y, z atau dalam arah koordinat polar.

Result

Graphics and Animations				
Graphics and Animations Graphics Graphics Medi Contours - Unavailable Pathines - Unavailable Pathines - Unavailable Pathice Tracks - Unavailable Set Upe Animation Solution Animation Playback Set Upe	Solution XY Plot Options V Node Values Position on X Axis Position on Y Axis Write to File Order Points File Data	Plot Direction X 1 Y 0 Z 0	Y Axis Function Pressure Pressure Density Velocity Temperature Turbulence Properties Wall Fluxes Cell Info Mesh Adaption Residuals Derivatives bondedinner_wall_to_hot_fluid-trg inlet_cold_fluid	
Options Scene Views Lights Colormap Annotate		Free Data	New Surface	•
Help	Plot	Axes	Curves Close Help	

Gambar 3.7. Pilihan tambilan hasil simulasi

Hasil numerik yang diperoleh dari simulasi software fluent berupa nilai koefisien perpindahan panas untuk berbagai nilai temperatur bulk fluida dan temperatur dinding pipa serta untuk berbagai tekanan fluida dan parameter sifat termo dan fisik lain dibandingkan dengan korelasi-korelasi koefisien perpindahan panas yang telah ada (Tabel 1.). Selanjutnya dengan menggunakan analisa statistik dan numerik melalui proses linearisasi persamaan ditentukan suatu prediksi rumusan/korelasi koefisien perpindahan panas konveksi dari fluida organik propana pada kondisi kritis yang dapat berlaku luas untuk berbagai parameter sifat dan aliran fluida serta dapat mempridiksi lebih tepat nilai perpindahan panas yang terjadi.

Pada penelitian ini anggota peneliti dan mahasiswa berperan membantu dalam proses pelaksanaan simulasi untuk berbagai variasi jenis model (2D/3D), variasi parameter aliran seperti Re, laju aliran massa, dan tekanan. Sehingga waktu simulasi bisa secepat mungkin.

BAB 4. HASIL DAN ANALISA

Hasil beserta analisa dari kajian numerik tentang karakteristik perpindahan panas dari fluida organik (propana) pada tekanan superkritisnya dijabarkan seperti sub-sub bab berikut. Pertama pada sub bab 4.1 disajikan perbandingan performansi berdasarkan perhitungan termodinamika dari siklus Rankine organik sub/superkritis sederhana dengan rekuperator untuk berbagai tekanan. Dalam sub bab 4.2 dipaparkan hasil perhitungan panjang *supercritical heat exchanger*. Pada sub bab 4.3 hasil pemodelan dan simulasinya dijabarkan dan akhirnya dalam bab 4.4 dijelaskan tentang karakteristik perpindahan panas superkritis dari propana, perumusan korelasi baru untuk bilangan Nusselt dan validasinya.

4.1 Analisa Termodinamika Siklus Rankine Organik Sub/Superkritis

Performansi termodinamika dari siklus Rankine organik ditinjau untuk berbagai tekanan sub dan superkritis. Dari hasil perhitungan termodinamika dianalisa pengaruh tekanan terhadap daya output bersih dan efisiensi siklus. Dalam sub sub bab 4.1.1 dijabarkan pemilihan dari fluida organik dan pada sub sub bab 4.1.2 di paparkan hasil perhitungan pengaruh tekanan terhadap daya output bersih dan efisiensi siklus Rankine organik sederhana dan dengan menggunakan rekuperator.

4.1.1 Pemilihan fluida organik

Efisiensi siklus Rankine organik superkritis sangat dipengaruhi oleh pemilihan fluida organik yang cocok dengan sumber energi tertentu. Menurut Zhu dkk. (2015), belum ada standar pemilihan fluida kerja yang terbaik untuk sistem siklus Rankine organik superkritis untuk kondisi yang spesifik.



Gambar 4.1. Pengaruh tekanan fluida kerja dalam evaporator dan temperatur fluida kerja masuk turbin terhadap kerja bersih isentropik sistem SRO sub dan superkritis.

Pada Gambar 4.1 dan Gambar 4.2 diperlihatkan pengaruh tekanan fluida kerja dalam evaporator dan temperatur fluida kerja masuk turbin terhadap prestasi termodinamika (kerja bersih isentropik dan efisiensi termal sistem) dari SRO sub- dan super-kritis. Variasi tekanan fluida kerja dalam evaporator adalah 0,75 kali tekanan kritis (0,75P_{crit}), sama dengan tekanan kritis (P_{crit}), dan 1,25 kali tekanan kritis (1,25P_{crit}).



Gambar 4.2. Pengaruh tekanan fluida kerja dalam evaporator dan temperatur fluida kerja masuk turbin terhadap efisiensi isentropik sistem SRO sub dan superkritis.

Dari Gambar 4.1 dan Gambar 4.2 terlihat SRO dengan fluida kerja pentana memberikan kerja bersih dan efisiensi isentropik tertinggi bila dibandingkan dengan 9 fluida organik lainnya untuk ketiga tekanan evaporator.

Pada Gambar 4.1 dan Gambar 4.2 tersebut juga terlihat terjadi 3 pengelompokan grafik. Fluida kerja, R-227ea, R-134a, R-1270, dan R-290 lebih cocok digunakan untuk sumber panas bertemperatur di bawah 150 °C. R-290 menghasilkan kerja bersih isentropis yang lebih baik dari 3 fluida organik lainnya baik untuk tekanan subkritis, tekanan kritis, maupun tekanan superkritis, namun efisiensinya masih di bawah R-134a. Fluida kerja R-245fa, R-1233zd, R-600a, R-270, dan R-600 lebih cocok digunakan untuk sumber panas bertemperatur antara 150 °C - 200 °C. Pada kisaran temperatur ini kerja netto isentropik tertinggi diberikan oleh sistem SRO yang menggunakan butana/R-600 sebagai fluida kerja. Sedangkan fluida kerja R-1233zd memberikan efisiensi tertinggi. Pentana/R-601 lebih cocok digunakan bila sumber panas memiliki temperatur > 200 °C.

4.1.2 Pengaruh tekanan terhadap keluaran daya bersih dan efisiensi SRO sederhana dan dengan rekuperator

Beberapa penelitian telah dilakukan untuk mendapatkan daya keluaran dan efisiensi yang optimum. Secara teoretis Schuster dkk., 2010 [8] menggunakan pendekatan *triangle cycle* untuk mengoptimasi SRO superkritis. Pendekatan triangle cycle dalam aplikasinya lebih realistis dibandingkan dengan pendekatan siklus Carnot.

Gambar 4.3 memperlihatkan untuk butana dan pentana, pada tekanan subkritis, temperatur maksimum fluida keluar dari SHE lebih baik untuk temperatur yang dekat dengan temperatur saturasinya. Kemiringan garis uap saturasi yang positif memungkinkan uap yang keluar dari turbin/ekspander masih dalam kondisi uap sehingga akan memberikan kerja bersih dan efisiensi yang lebih besar. Sedangkan untuk propana yang memiliki kemiringan garis uap saturasi yang negatif memerlukan pemanasan lebih lanjut sampai temperatur superpanas agar setelah proses ekspansi fluida masih dalam fase uap.

Peningkatan tekanan fluida di atas tekanan kritis dari ketiga jenis fluida tersebut memberikan kerja keluaran bersih dan efisiensi yang lebih tinggi. Pada propana dan pentana temperatur maksimum harus jauh lebih tinggi dari temperatur kritisnya dibandingkan dengan butana supaya pada akhir proses ekspansi tidak berada dalam kubah saturasi yang menyebabkan terjadinya penurunan kerja keluaran dan efisiensi yang besar.



Gambar 4.3. Pengaruh perubahan tekanan evaporator dan temperatur maksimum terhadap kerja keluaran bersih SRO sub/superkritis dengan fluida kerja propana, butana dan pentana.

Hasil perhitungan kerja keluaran bersih sistem SRO sub/superkritis sederhana dan efisiensi termal untuk sistem sederhana dan dengan rekuperator untuk fluida kerja propana, butana dan pentana disajikan seperti Gambar 4.3, Gambar 4.4 dan Gambar 4.5. Dari Gambar 4.3 terlihat bahwa secara termodinamik kerja keluaran bersih SRO superkritis lebih baik bila dibandingkan dengan SRO subkritis baik untuk propana, butana maupun pentana. Kerja

keluaran bersih terus meningkat dengan meningkatnya tekanan evaporasi dan temperatur fluida masuk turbin.



Gambar 4.4. Pengaruh perubahan tekanan evaporator dan temperatur maksimum terhadap efisiensi SRO sederhana sub/superkritis dengan fluida kerja propana, butana dan pentana.

Namun untuk efisiensi termal sistem (Gambar 4.4), kenaikan temperatur memperlihatkan penurunan slop kenaikan efisiensi untuk propana, cenderung konstan untuk butana pada kondisi superkritis dan terjadi penurunan untuk kondisi subkritis.



Gambar 4.5. Pengaruh perubahan tekanan evaporator dan temperatur maksimum terhadap efisiensi SRO dengan rekuperator sub/superkritis dengan fluida kerja propana, butana dan pentana.

Untuk pentana yang termasuk kategori fluida kering kenaikan temperatur superpanas akan menurunkan efisiensi sistem dengan tajam. Efisiensi pentana sangat buruk pada tekanan superkritis tapi temperatur FO keluar SHE dekat dengan temperatur kritisnya. Sehingga untuk pentana kondisi operasi optimal didapatkan bila temperatur fluida masuk turbin sedikit di atas temperatur uap jenuhnya untuk sistem SRO subkritis dan pada temperatur sekitar 220 – 230 °C untuk sistem SRO superkritis. Salah satu cara untuk meningkatkan efisiensi ini adalah dengan menggunakan rekuperator (Gambar 4.5)

			Evaporator Pressure								
Organia fluid nome	T _{T,in} ,	T _{cond} ,	0,75*P _{crit}		P _{crit}			1,25*P _{crit}			
Organic fluid name	°C °C	°C	w _{net,s} (kJ/kg)	η,	$\eta_{s,recup.}$	w _{net,s} (kJ/kg)	η,	$\eta_{s,recup.}$	w _{net,s} (kJ/kg)	η,	$\eta_{s,recup.}$
Hydrocarbon											
Propylene/R-1270	150	37,86	49,51	9,82%	13,84%	61,87	12,85%	16,72%	67,61	14,81%	17,99%
Propane/R-290	150	37,76	54,78	10,50%	14,95%	66,18	13,28%	17,51%	71,15	15,08%	18,59%
Cyclopropane/R-270	200	37,87	104,56	15,98%		117,33	18,52%		123,34	20,20%	
Iso-butane/R-600a	200	37,79	93,23	14,84%		102,96	16,88%		107,76	18,28%	
Butane/R-600	200	37,72	112,62	17,30%	24,45%	119,88	19,11%	25,62%	121,47	20,26%	25,88%
Pentane/R-601	200	37,95	132,42	21,02%	27,11%	126,68	22,06%	26,24%	99,39	21,03%	21,82%
	250	37,95	157,46	20,28%	30,66%	163,77	21,67%	31,50%	165,37	22,61%	31,71%
Hydroflourocarbon											
R-134a	150	37,88	30,73	11,65%	15,68%	35,25	13,96%	17,6%	37,00	15,42%	18,30%
R-227ea	150	37,75	19,91	9,98%	16,07%	23,10	11,98%	18,2%	24,72	13,33%	19,21%
R-245fa	200	37,95	58,56	17,69%		61,61	19,24%		62,22	20,22%	
Hydroflouroolefin											
R-1233zd(E)	200	37,84	60,66	19,58%		62,35	21,02%		60,88	21,76%	

Table 4.1. Nilai kerja bersih isentropik, efisinsi isentropik tanpa dan dengan rekuperator untuk 10 macam fluida kerja organik.

Penggunaan rekuperator akan meningkatkan efisiensi SRO subkritis pada seluruh Temperatur FO keluar SHE. Pada tekanan di atas tekanan kritis efisiensi sangat jelek jika temperatur FO keluar SHE dekat dengan temperatur kritis. Penggunaan rekuperator ini tidak mempengaruhi kerja keluaran bersih dari SRO sub/superkritis.

Table 4.1 memperlihatkan nilai kerja bersih isentropik, efisiensi isentropik tanpa dan dengan rekuperator. Berdasarkan **Error! Reference source not found.** ini dan Gambar 4.3 - Gambar 4.5, didapat bahwa penggunaan propana sebagai fluida dalam SRO untuk temperatur evaporator di bawah 150 °C, baik untuk kondisi subkritis maupun superkritis, menghasilkan kerja bersih isentropoik yang lebih tinggi dari propylene, R-227ea, dan R-134a. Efisiensi termalnya sedikit lebih rendah dari R-134a baik dengan atau tanpa rekuperator.

Untuk temperatur fluida masuk turbin antara 150 °C – 200 °C, pada tekanan subkritis (0.75Pcrit) dan tekanan kritis, sistem SRO dengan pentana sebagai fluida kerja memberikan kerja bersih isentropik dan efisiensi termal yang lebih baik dari fluida kerja lainnya. Namun untuk tekanan kerja superkritis (1.25Pcrit) penggunaan butana sebagai fluida kerja menghasilkan performa termodinamika yang lebih baik. Sedangkan untuk temperatur maksimum yang lebih dari 200 °C, pentana memiliki performa termodinamika terbaik dibandingkan dengan 9 fluida kerja organik lainnya.

4.2 Hasil Perhitungan Panjang SHE

Sebagai sumber energi untuk membangkitkan daya pada SRO superkritis ini dipilih adalah sumber-sumber energi yang bertemperatur/berkalori rendah. Sumber energi ini dipilih karena potensialnya yang sangat besar. Dalam analisa termodinamika pemilihan fluida kerja, untuk sumber energi bertemperatur rendah ini fluida kerja potensial adalah propana, propylene, R-227ea, dan R-134a. Dari ke-4 fluida potensial ini propana memiliki performansi yang lebih baik pada kondisi operasional tekanan superkritis. Propana yang termasuk senyawa hidrokarbon memiliki dampak lingkungan yang rendah (GWP 3,3 dan ODP 0), tingkat ketersedian yang tinggi. Sifatnya yang mudah terbakar dapat dieliminir melalui peningkatan faktor keamanan saat pembuatan alat dan pengoperasiannya. Sehingga dalam perancangan perangkat pengujian, pemodelan, dan perumusan koefisien perpindahan panas konveksi propanalah yang digunakan sebagai fluida kerja.

Jenis SHE yang dirancang adalah jenis pipa ganda (*double pipe*) aliran berlawanan (*counter flow*). Menggunakan metodologi perhitungan dalam penentuan panjang dan luas daerah perpindahan panas sebagaimana yang dijelaskan pada sub sub bab III.2 didapat panjang SHE untuk diameter sebagaimana tercantum dalam **Error! Reference source not found.** adalah sebesar 4000 mm atau 4 m. Pipa bagian dalam yang digunakan adalah pipa *steel* (k = 16,67) berdiameter 8 mm. Sehingga total daerah perpindahan panasnya adalah sebesar 0,1005531 m². Dengan luas ini propana akan mampu dipanas sampai temperatur 120 °C untuk variasi fluks massa dan tekanan superkritis yang diberikan. Sebagai pemanas digunakan oli termal dengan fluks massa konstan sebesar 1500 kg/m².s.

4.3 Pemodelan Geometri dan Distribusi Temperatur

Berdasarkan panjang SHE yang didapat (sub bab 4.2), dibuatlah perencanaan model geometri dan meshing

4.3.1 Pemodelan geometri dan meshing.

Pemodelan menggunakan design modeler (DM) yang tersedia dalam perangkat lunak Ansys Fluent diperoleh hasil sebagai berikut.

1. Geometri: Pipa ganda 3D dimodelkan menjadi geometri 2D dengan opsi simetri pada sumbu putar (*axisymmtric*) seperti Gambar 4.6.



Gambar 4.6. Model 2D SHE dengan axisymmtric

2. *Meshing*: tipe mesh yang dibentuk adalah *multizone quadrilateral/triangles* dengan jumlah total elemen 132.000 (4000 arah *x*/axial dan 33 arah *y*/radial) dan jumlah total node 144.036 seperti Gambar 4.7 dengan ukuran mesh terkecil arah y 0,00852 mm dan yang terbesar 0,803 mm (menggunakan fasilitas *inflation*). arah x ukuran mesh dibuat konstan sebesar 1 mm (menggunakan fasilitas *edge sizing*).



Gambar 4.7. Meshing

4.3.2 Distribusi Temperatur

Distribusi temperatur arah aliran atau arah x hasil perhitungan CFD untuk proses perpindahan panas dari oli termal ke fluida organik propana dalam alat pemindah panas tipe pipa ganda aliran berlawanan arah diperlihatkan seperti Gambar 4.8.



Gambar 4.8. Distribusi temperatur hasil simulasi CFD dalam SHE

Distribusi temperatur yang ditampilkan dalam Gambar 4.8 meliputi temperatur pada garis sumbu (Tb_axis) yaitu temperatur bulk propana sepanjang pipa, temperatur bulk oli termal (Tb_hot), temperatur dinding pipa yang bersebelahan dengan propana (Tw_cold), temperatur dinding pipa yang bersebelahan dengan oli termal (Tw_hot), dan temperatur rata-rata propana (Tb_mean). Temperatur bulk propana dan temperatur bulk rata-ratanya memiliki profile yang sama. Pada fase cair gradien kenaikan temperatur cukup tinggi, kemudian melandai di sekitar titik *pseudo-critical* dan kembali naik pada fase gas setelah cukup jauh dari titik *pseudo-critical*. Jika diperhatikan Gambar 4.9, grafik fluks panas dan panas spesifik terhadap temperatur terlihat bahwa nilai ekstrim panas spesifik di sekitar titik *pseudo-critical* tidak diikuti oleh fluks panas yang cenderung turun dengan landai. Hal inilah yang menyebahkan kenaikan temperatur sangat kecil di sekitar titik tersebut.



Gambar 4.9. Grafik fluks panas dan panas spesifik terhadap temperatur

Temperatur	Temperatur Tb_propana		Tw_cold,	Tw_hot,	Tb_OT,	
	, ⁰C	°C	°C	°C	٥C	
Inlet, $x = 0 m$	50,00	50,00	60,88	88,64	147,66	
x = 0,5 m	71,20	74,26	121,36	126,89	148,10	
x = 1,0 m	89,26	91,76	124,32	129,32	148,49	
x = 1,5 m	100,97	102,46	126,16	130,86	148,85	
$x = 2,014 \text{ m}(T_{pc})$	106,10	106,89	128,88	133,10	149,20	
x = 2,5 m	110,22	111,37	132,28	135,86	149,48	
x = 3,0 m	116,77	118,15	136,15	138,98	149,71	
x = 3,5 m	124,39	125,64	139,69	141,83	149,89	
Outlet, $x = 4 m$	131,20	132,21	144,99	147,97	150,00	

Table 4.2. Temperatur bulk fluida dan dinding pipa pada inlet, x = 0.5 m - 3.5 m dan oulet untuk p 50 bar, $\dot{G}_{FO} = 200 \text{ kg/m}^2$.s dan $\dot{G}_{FO} = 1000 \text{ kg/m}^2$.s.

Temperatur bulk dan rata-rata propana, temperatur bulk oli termal, temperatur dinding pipa pada inlet, x = 0.5 m - 3.5 m dan oulet diberikan pada Table 4.2. Table 4.2 menginformasikan bahwa SHE mampu meningkatkan temperatur propana sampai dengan temperatur 131,20 °C dengan kondisi yang diberikan. Kondisi ini dicapai pada perbandingan fluks massa oli termal dengan fluks massa propana yang besar, yaitu 5 : 1.



Gambar 4.10. Distribusi temperatur dan kecepatan arah sumbu-y atau arah radial aliran.

Pada Gambar 4.10 diperlihatkan distribusi temperatur dan kecepatan arah sumbu-y atau arah radial aliran. Dari *profile* ini dapat diketahui bahwa pada jarak x = 0.5 m aliran telah dapat dikatakan berkembang penuh.

Kecepatan fluida pada dinding pipa sama dengan nol (*no slip condition*) sehingga pada kondisi ini asumsi perpindahan panas konduksi sama dengan perpindahan panas konveksi pada fluida dekat dinding dapat digunakan. Kecepatan propana terus meningkat seiring dengan meningkatnya temperatur dan turunnya densitas fluida.



Gambar 4.11. Perubahan kecepatan propana dan bilangan Reynold's terhadap temperatur arah aksial aliran.

Distribusi temperatur propana dan bilangan Reynolds sepanjang aliran atau arah aksial atau arah sumbu-*x* disajikan dalam Gambar 4.11. Pada Gambar 4.11 diperlihatkan bahwa pola perubahan bilangan Reynold's hampir mirip dengan pola perubahan kecepatan fluida arah aksial aliran. Di fase cair perubahan ini kecil, naik secara drastis di sekitar temperatur *pseudo-critical*, dan bilangan Reynold's kembali melandai kenaikannya setelah jauh dari temperatur *pseudo-critical*. Pola perubahan kecepatan berbanding terbalik dengan pola perubahan densitas terhadap temperatur (Gambar 4.12) dan pola perubahan grafik bilangan Reynold's juga dipengaruhi oleh pola perubahan kekentalan kinematik propana (Gambar 4.12) di mana nilai viskositas kinematik memiliki nilai minimal di temperatur *pseudo-critical*.



Gambar 4.12. Perubahan densitas dan viskositas kinematik propana terhadap temperatur.

Perubahan temperatur propana terhadap laju panas yang diserap atau grafik T - Q ditampilkan seperti grafik dalam Gambar 4.13.



Gambar 4.13. Perubahan temperatur propana terhadap laju panas yang diserap

Grafik memperlihatkan bahwa perubahan landai pada sekitar temperatur *pseudo-critical* disebabkan panas spesifik fluida sangat tinggi harganya pada sekitar temperatur *pseudo-critical*.

4.4 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Paksa Propana pada Tekanan Superkritis

Pada sub bab IV.4 ini dibahas koefisien perpindahan panas konveksi paksa dan perumusan korelasi bilangan Nusselt baru untuk propana. Karakteristik koefisien perpindahan panas konveksi juga dipaparkan dan dianalisa.

4.4.1 Koefisien perpindahan panas konveksi paksa

Koefisien perpindahan panas konveksi paksa dihitung menggunakan persamaan (III.11). Temperatur *bulk* rata-rata, temperatur permukaan dinding pipa, temperatur fluida dekat dengan dinding berserta jaraknya ke dinding pipa dan konduktifitas termal fluida didapat dari hasil simulasi CFD. Grafik perubahan HTC terhadap temperatur bulk rata-ratanya disajikan seperti Gambar 4.14.



(b) variasi fluks massa

Gambar 4.14. Grafik perubahan HTC terhadap temperatur bulk rata-ratanya dengan (a) variasi tekanan superkritis dan (b) variasi fluks massa

Pengaruh variasi tekanan superkritis terhadap HTC diperlihatkan pada Gambar 4.14a. Ada 6 variasi tekanan yang digunakan, yaitu 43 bar, 45 bar, 47,5 bar, 50 bar, 52,5 bar, dan 55 bar atau sama dengan 1,0115 p/p_{crit} , 1,0585 p/p_{crit} , 1,1173 p/p_{crit} , 1,1761 p/p_{crit} , 1,2349 p/p_{crit} , dan 1,2937 p/p_{crit} dengan fluks massa propana 200 (kg/m².°C), fluks massa oli termal 200 (kg/m².°C), dan tekanan oli termal 1 bar. Pada gambar terlihat bahwa HTC maksimum pada temperatur *pseudo-critical* (tidak termasuk HTC pada *entrance region*). Semakin dekat nilai tekanan kerja fluida ke tekanan kritisnya semakin tinggi nilai HTC di sekitar T_{pc} dan semangkin sempit daerah di mana kurva HTC ini naik dan turun secara tajam. Dari Gambar 4.14a juga didapatkan bahwa setelah tekanan 50 bar atau setelah rasio tekanan 1,1761 p/p_{crit} pola naik turun kurva HTC akan melandai, sehingga temperatur fluida/propana keluar dari SHE akan lebih tinggi.

Pada Table 4.3 diberikan nilai maksimum HTC dan temperatur propana keluar dari SHE untuk variasi tekanan fluida dan fluks massanya.

No	Propana (R-290)		UTC	т
	Tekanan , bar	Fluks massa, (kg/m ² .s)	$(W/m^2.K)$	1 out, R-290, (°C)
1	43,0	200	5220,64	129,44
2	45,0	200	3484,16	131,09
3	47,5	200	3105,16	131,17
4	50,0	200	2750,37	132,09
5	52,5	200	2593,83	132,72
6	55,0	200	2443,98	133,27
7	50,0	100	1625,52	143,58
8	50,0	300	3580,42	122,44
9	50,0	400	4059,42	114,80
10	50,0	500	4333,57	110,30
11	50,0	600	4772,85	107,74
12	50,0	700	5029,76	106,23

Table 4.3. Nilai maksimum HTC dan temperatur propana keluar dari SHE untuk variasi tekanan fluida dan fluks massa propana pada tekanan dan fluks massa oli termal konstan.

Berdasarkan Gambar 4.14b dan Table 4.3 nilai koefisien perpindahan panas konveksi (HTC) akan tinggi dengan meningkatkan fluks massa fluida untuk semua fase (cair, gas, dan dekat dengan temperatur kritis) pada tekanan fluida konstan. Namun peningkatan fluks massa fluida akan menurunkan temperatur fluida keluar SHE.

Pada Gambar 4.14a terlihat peningkatan tekanan kritis pada fase cair menyebabkan HTC akan turun, nilai maksimum HTC pada temperatur *pseudo-critical* juga lebih rendah, dan meningkat nilainya pada fase gas. Fenomena peningkatan nilai HTC (HTC *enhanced*) dan penurunan nilai HTC (HTC *deteriorated*) sangat dipengaruhi oleh rasio fluks massa terhadap fluks panas (Sahu dan Vaidya, 2020), namun dalam penelitian ini nilai fluks panas tidak konstan. Sehingga fenomena ini belum dapat ditinjau.

4.4.2 Perumusan korelasi koefisien perpindahan panas konveksi paksa baru

Korelasi koefisien perpindahan panas ponveksi paksa baru dirumuskan berdasarkan 7 bentuk persamaan empirik. Menggunakan metode numerik *curve-fitting*, eliminasi Gauss dan dengan bantuan perangkat lunak *spreadsheet* diperoleh masing masing koefisien dalam persamaan-persamaan tersebut dan dirumuskan seperti persamaan 4.1 - 4.7 berikut.

$$Nu_{b} = 0.00385 Re_{b}^{0.93502} \overline{Pr_{b}}^{0.79274}$$
(4.1)

$$Nu_b = 0.03541 Re_b^{0.73849} \overline{Pr_b^{0.73660}} \left(\frac{\bar{c_p}}{c_p}\right)^{-0.23694}$$
(4.2)

$$Nu_b = 4654,72270Re_b^{-0,22266}\overline{Pr}_b^{0,13826} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{0,80900}$$
(4.3)

$$Nu_b = 0.09562Re_b^{0.65808}\overline{Pr_b}^{1.58329} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{1.23772} \left(\frac{\bar{c_p}}{c_p}\right)^{-0.30848}$$
(4.4)

$$Nu_{b} = 75,23585Re_{b}^{0,08630}\overline{Pr_{b}^{1,05816}}\left(\frac{\rho_{w}}{\rho_{b}}\right)^{0,08793}\left(\frac{\bar{c}_{p}}{c_{p}}\right)^{-0,16757}\left(\frac{\mu_{w}}{\mu_{b}}\right)^{1,03153}$$
(4.5)

$$Nu_{b} = 0.03273Re_{b}^{0.75210}\overline{Pr_{b}^{1.67950}} \left(\frac{\rho_{w}}{\rho_{b}}\right)^{1.54955} \left(\frac{\bar{c}_{p}}{c_{p}}\right)^{-0.23790} \left(\frac{k_{w}}{k_{b}}\right)^{-0.51410}$$
(4.6)

$$Nu_{b} = 20,23944Re_{b}^{0,20161}\overline{Pr}_{b}^{1,17683}\left(\frac{\rho_{w}}{\rho_{b}}\right)^{0,47893}\left(\frac{\bar{c}_{p}}{c_{p}}\right)^{-0,07444}\left(\frac{k_{w}}{k_{b}}\right)^{-0,66646}\left(\frac{\mu_{w}}{\mu_{b}}\right)^{1,04341}$$
(4.7)

Dengan
$$\overline{Pr} = \bar{c}_p \frac{\mu}{k} \operatorname{dan} \bar{c}_p = \frac{(h_w - h_b)}{(T_w - T_b)}$$

Analisa kesalahan yang dilakukan untuk menganalisa penyimpangan dari data yang diperoleh dari korelasi persamaan bilangan Nusselt yang baru dengan data hasil simulasi digunakan *standard error of the estimate* ($S_{y/x}$) dan *coefficient of determination* (R^2) atau *correlation coefficient* (R) (Chapra dan Canale, 2015). Nilai kesalahan standar estimasi dan koefisien determinasi/koefisien korelasi dari 7 korelasi baru diberikan pada Table 4.4.

Table 4.4. Nilai kesalahan standar estimasi dan koefisien determinasi/koefisien korelasi dari 7 korelasi baru.

Pers. Korelasi	S _{y/x}	R ²	R
Pers. IV.1	0,116962886	0,694719593	0,833498406
Pers. IV.2	0,260098503	-0,50965770	-
Pers. IV.3	0,243518245	-0,32332279	-
Pers. IV.4	0,033361596	0,975163156	0,987503497
Pers. IV.5	0,466235948	-3,85081033	-
Pers. IV.6	0,033057598	0,975613731	0,987731609
Pers. IV.7	0,020320443	0,990785557	0,995382116

Mengacu pada nilai kesalahan standar estimasi dan koefisien korelasi maka korelasi pada persamaan 4.7 memberikan nilai kesalahan standar estimasi terkecil dan nilai koefisien korelasi terbesar (hampir mendekati 1). Korelasi bilangan Nusselt ini mempertimbangan nilai rasio densitas, panas jenis, konduktifitas termal, dan kekentalan fluida selain bilangan non dimensional (bilangan Reynolds dan Prandtl). Selain itu korelasi pada persamaan 4.4 dan 4.6 juga dapat digunakan karena nilai R^2 atau R nya > 0,95.

Persamaan-persamaan korelasi baru ini diplot dalam bentuk grafik seperti Gambar 4.14a. dalam grafik juga diplotkan HTC yang diperoleh dari simulasi CFD untuk aliran berlawanan arah (CF/*counter flow*) dan aliran searah (PF/*parallel flow*). Kemudian dalam Gambar 4.15b empat persamaan baru yang memiliki kesalahan standar estimasi tinggi dihilangkan sehingga terlihat jelas bahwa prediksi nilai HTC dari persamaan korelasi baru memiliki nilai yang hampir sama dengan HTC hasil simulasi CFD, terutama dengan hasil simulasi CFD untuk aliran berlawanan arah.



Gambar 4.15. Grafik hubungan HTC terhadap temperatur (a) HTC dari 7 korelasi baru dan HTC simulasi CFD, (b) HTC dari 3 korelasi baru terpilih dan HTC simulasi CFD.

4.5 Perbandingan Nilai Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Nilai koefisien perpindahan panas konveksi yang diperoleh dari korelasi bilangan Nusselt pada Pers. 4.7 dibandingkan dengan HTC dari perhitungan data-data hasil simulasi dan beberapa nilai HTC yang diperoleh dari korelasi bilangan Nusselt yang telah ditinjau dalam Bab 2. Grafik pada Gambar 4.16 memperlihatkan perbandingan HTC yang diperoleh dari korelasi bilangan Nusselt baru dengan HTC yang dihitung dari korelasi bilangan Nusselt Dittus-Boelter, Gnielinski, Bishop, Kang&Chang, Jackson&Hall, korelasi Cui, dan HTC yang diperoleh dari simulasi CFD.

Pola nilai HTC dari Gambar 4.16. Grafik perbandingan nilai koefisien perpindahan panas konveksi paksa pada tekanan superkritis.dapat dikelompokan menjadi 3 pola, yaitu pola yang dibentuk oleh korelasi Dittus-Boelter (HTC-DB) dan Gnielinski, pola korelasi Bishop, Jackson&Hall, dan korelasi Cui, dan pola korelasi Kang&Chang, HTC-CFD, dan korelasi baru.



Gambar 4.16. Grafik perbandingan nilai koefisien perpindahan panas konveksi paksa pada tekanan superkritis.

Pola nilai HTC untuk semua korelasi yang dibahas dalam Gambar 4.16 memiliki kesamaan untuk fase cair dan gas yang jauh dari temperatur kritis yang hanya berbeda harganya. Perbedaan yang menghasilkan 3 pola yang berbeda terjadi pada menjelang dan sesudah temperatur *pseudo-critical*. Pola Dittus-Boelter dan Gnielinski naik secara tajam menjelang T_{pc} , mencapai puncaknya di T_{pc} , dan kembali turun tajam setelah T_{pc} . Pola Bishop, Jackson&Hall, dan Cui, memiliki nilai HTC yang tinggi pada fase cair, naik secara perlahan dan turun dratis menjelang tercapainya T_{pc} sampai fase gas dari fluida kerjanya. Pola korelasi Kang&Chang, HTC-CFD, dan korelasi baru harga HTC naik secara landai bersamaan

naiknya T pada fase cair, menjelang T_{pc} kenaikannya meningkat dan HTC turun dengan dratis setelah T_{pc} akan tercapai dengan meningkatnya temperatur fluida, kemudian HTC turun secara perlahan setelah temperatur fluidanya cukup jauh dari T_{pc} .

Korelasi bilangan Nusselt baru ini selanjutnya di validasi dengan data eksperimen yang dilakukan oleh Cui dkk., (2019). Geometri dari alat pecobaan adalah pipa berdiameter dalam 8 mm dengan posisi horizontal dengan panjang bagian yang dipanaskan 3000 mm, bagian sisi masuk 450 mm dan bagian sisi keluar 450 mm. Fluida organik yang digunakan adalah R-134a pada tekanan superkritis 43 bar dan 45 bar dan fluks massa 500 kg/m².s. Fluks panas konstan dengan variasi 20 kW/m², 40 kW/m², 60 kW/m², dan 80 kW/m². Data temperatur dinding pipa yang diambil dalam eksperimen adalah temperatur dinding pipa bagian atas (*top point*) dan temperatur dinding pipa bagian bawah (*bottom point*).



Gambar 4.17. Perbandingan variasi T_w terhadap T_b hasil simulasi dengan eksperimental Cui dkk.

Data eksperimen yang tersedia hanya berupa grafik, oleh karena itu dilakukan simulasi CFD pada kondisi yang mirip dengan eksperimen untuk mendapatkan distribusi temperatur bulk, temperatur dinding, temperatur fluida dekat dinding dan distribusi kecepatannya. Pada simulasi, fluks panas tidak konstan tapi bervariasi antara 20 kW/m² sampai 120 kW/m² sama seperti simulasi dengan fluida propana. Gambar 4.17 menyajikan grafik temperatur dinding (T_w) dengan temperatur bulk (T_b) pada tekanan 4,3 MPa dan 4,5 MPa hasil simulasi CFD Gambar 4.17(a) dan Gambar 4.17(c) dan dibandingkan dengan grafik yang sama hasil eksperimennya Cui dkk Gambar 4.17(b) dan Gambar 4.17(d). Pada grafik hasil simulasi digunakan 4 simbol yang mewakili variasi dari fluks panas (keterangan diberikan di atas grafik) dan ada symbol yang bolong (*hollow*) dan ada yang penuh (*solid*) yang mewakili posisi temperatur (*solid* untuk *top point* dan *hollow* untuk bottom *point*).

Dari Gambar 4.17 terlihat bahwa grafik variasi T_w terhadap T_b antara simulasi dan CFD hampir sama. Perbedaan terjadi pada grafik setelah melewati temperatur *pseudo-critical* pada tekanan 4,5 MPa (Gambar 4.17(a) dan Gambar 4.17(b)). Dalam grafik hasil simulasi, temperatur dinding terus naik tapi dari eksperimen temperatur dinding menurun setelah melewati temperatur *pseudo-critical*. Ini disebabkan karena pada simulasi digunakan oli panas sebagai sumber panas yang mengalir berlawanan arah dengan arah aliran fluida organik sehingga temperaturnya lebih tinggi di bagian keluar fluida organik dan temperatur dinding pipa juga lebih tinggi dibagian ini.



Gambar 4.18. Perbandingan nilai HTC hasil simulasi dan HTC eksperimen

Perbandingan antara nilai HTC simulasi dan eksperimen diberikan seperti Gambar 4.18. Pada gambar dapat dilihat bahwa pola perubahan nilai HTC antara simulasi dan eksperimen yang dilakukan oleh Cui, dkk., (2019) hampir mirip (untuk fluks panas 40 kW/m² dan 60 kW/m²). Naik secara landai pada fase cairnya kemudian menjelang mencapai T_{pc} naik secara tajam sampai T_{pc} , dan selanjutnya turun secara drastis setelah T_{pc} . Nilai HTC nya tidak jauh berbeda antara simulasi dan eksperimen yaitu sekitar 2 kW/m² pada fase cair dan naik mencapai puncaknya (3,08 kW/m²) untuk tekanan 4,5 MPa dan 3,65 kW/m² untuk tekanan 4,3 MPa. Selanjutnya nilai HTC hasil perhitungan simulasi CFD dengan fluida organik R-134a ini digunakan sebagai pembanding untuk nilai HTC yang diperoleh dari korelasi bilangan Nusselt yang baru.

Perbandingan nilai HTC yang dihitung dari korelasi bilangan Nusselt baru (Pers. 4.4) dengan HTC hasil perhitungan simulasi CFD dengan fluida kerja propana dan R-134a untuk variasi tekanan dan fluks massa yang diberikan ditampilkan seperti Gambar 4.19 berikut.



Gambar 4.19. Perbandingan nilai HTC dengan korelasi Nu baru dan HTC hasil eksperimental.

Ada enam nilai HTC yang digunakan sebagai data pembanding, yaitu:

- 1. HTC R-134a, tekanan 4,3 MPa dengan fluks massa 500 kg/m².s,
- 2. HTC R-134a, tekanan 4,5 MPa dengan fluks massa 500 kg/m².s,
- 3. HTC R-134a, tekanan 5,0 MPa dengan fluks massa 200 kg/m².s,
- 4. HTC R-290, tekanan 4,5 MPa dengan fluks massa 200 kg/m².s,

- 5. HTC R-290, tekanan 4,75 MPa dengan fluks massa 200 kg/m².s, dan
- 6. HTC R-290, tekanan 5,0 MPa dengan fluks massa 200 kg/m^2 .s.

Nilai fluks panas bervariasi antara 1,5 kW/m² sampai 20 kW/m². Total digunakan sebanyak 19.755 data perhitungan. Pada Gambar 4.19 memperlihat rasio penyimpangan HTC menggunakan korelasi bilangan Nusselt baru adalah sebesar -30% sampai 30%. Sehingga korelasi bilangan Nusselt baru mampu memprediksi nilai HTC dengan baik.

Sebagaimana pembatasan yang dilkukan dalam simulasi, maka keberlakuan dari korelasi ini adalah dalam rentang P/P_{cr} (absolut) sama dengan 1,00 sampai dengan 1,294, dengan fluks massa antara 100 kg/m².s sampai 700 kg/m².s, bilangan Re 15.000 – 120.000, dan untuk pipa horizontal.

Dalam aplikasinya untuk perancangan alat penukar panas pipa ganda, korelasi ini dapat digunakan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas lokal, dengan menggunakan sifat fluida. jadi perancangan penukar panasnya dilakukan secara numerik, segmen per segmen. Perancangan seperti ini memang sudah umum dilakukan untuk mendapatkan hasil yg lebih akurat.

Lazimnya persamaan korelasi bilangan Nusselt lainnya, persamaan korelasi ini juga perlu untuk divalidasi secara eksperimental agar ketepatan prediksi dari korelasi dapat terbuktikan.

Bab 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil penelitian yang telah didapatkan dan analisa yang telah dilakukan diperoleh kesimpulan seperti yang dijabarkan berikut ini.

Berdasarkan kajian termodinamika, dari 10 fluida organik yang diteliti dalam penelitian ini dapat dikelompokkan menjadi 3 berdasarkan besarnya temperatur sumber panas yang tersedia. Fluida kerja R-227ea, R-134a, R-1270, dan R-290 lebih cocok digunakan untuk sumber panas bertemperatur di bawah 150 °C. R-290 menghasilkan kerja netto isentropis yang lebih baik dari 3 fluida organik lainnya baik untuk tekanan subkritis, tekanan kritis, maupun tekanan superkritis, namun efisiensinya masih di bawah R-134a. Fluida kerja R-245fa, R-1233zd, R-600a, R-270, dan R-600 lebih cocok digunakan untuk sumber panas bertemperatur antara 150 °C - 200 °C. Pada kisaran temperatur ini kerja netto isentropik tertinggi diberikan oleh sistem SRO yang menggunakan butana/R-600 sebagai fluida kerja.

Sedangkan fluida kerja R-1233zd memberikan efisiensi tertinggi. Pentana/R-601 lebih cocok digunakan bila sumber panas memiliki temperatur > 200 °C.

Di sekitar temperatur *pseudo-critical*, kenaikan temperatur fluida organik rendah atau cenderung konstan. Hal ini diprediksi terjadi akibat tingginya nilai panas spesifik pada T_{pc} , fluks panas yang terus turun dengan meningkatnya temperatur fluida organik, densitas turun drastis sehingga kecepatan fluida dan bilangan Reynolds nya meningkat tajam.

Peningkatan tekanan superkritis akan mereduksi kenaikan dan penurunan koefisien perpindahan panas konveksi paksa di sekitar temperatur *pseudo-critical* propana sedangkan peningkatan fluks massa akan meningkatkan HTC. Peningkatan fluks massa juga mengurangi temperatur propana keluar *supercritical heat exchanger* (SHE). Perbandingan fluks massa propana dengan fluks massa oli termal (sebagai sumber panas/energi) dengan temperatur maksimum 150 °C terbaik adalah sebesar 1:5.

Rumusan korelasi Nusselt baru yang didapatkan dalam penelitian ini adalah bentuk korelasi dalam persamaan 4.4

$$Nu_b = 0.09562 Re_b^{0.65808} \overline{Pr_b^{1.58329}} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{1.23772} \left(\frac{\bar{c_p}}{c_p}\right)^{-0.30848}$$
(4.4)

Korelasi ini memiliki nilai kesalahan standar estimasi dan koefisien korelasi sebesar Sy/x = 0,0333 dan R = 0,9875. Pers. (IV.4) ini lebih sederhana jika dibandingkan dengan Pers. (IV.6) dan Pers. (IV.7) walau nilai kesalahan standar estimasi dan koefisien korelasi lebih rendah.

Korelasi bilangan Nusselt baru mampu digunakan untuk memprediksi nilai koefisien perpindahan panas konveksi pada tekanan superkritis dalam batasan tekanan superkritis sampai tekanan 1,294 kali tekanan kritisnya, kisaran fluks massa 100 – 700 kg/m².s, dan kisaran bilangan Reynolds 15.000 – 120.000. Jika dibandingkan dengan korelasi lainnya dan dengan data simulasi CFD memiliki pola yang sama dengan korelasi Kang&Chang dengan nilai yang sedikit berbeda. Penyimpanan prediksi berkisar antara -30% sampai 20%.

Adapun saran yang diberikan untuk penelitian selanjutnya adalah perlunya data-data hasil eksperimental untuk memperkuat validasi dari korelasi bilangan Nusselt agar prediksi nilai koefisen perpindahan panas konveksi paksa pada tekanan superkritis lebih akurat.

REFERENSI

- Cakici D. M., Erdogan A., Colpan C. O., (2017): Thermodynamic performance assessment of an integrated geothermal powered supercritical regenerative organic Rankine cycle and parabolic trough solar collectors, *Energy* **120**, 306–319.
- Cheng X., Zhao M., Feuerstein F., Liu X.J., (2019): Prediction of heat transfer to supercritical water at different boundary conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **131**, 527–536.
- Cirincione N., (2011): Design, construction and commissioning of an organic rankine cycle waste heat recovery system with a tesla-hybrid turbine expander, *Tesis Magister*, Department of Mechanical Engineering, Colorado State University,Fort Collins, Colorado. Diunduh dari: <u>https://mountainscholar.org/bitstream/handle/10217/70681/</u> <u>Cirincione_colostate_0053N_10857.pdf?sequence=1</u>.
- Cui Y.L., Wang H.X., Wang Y.T., (2019): Experimental and numerical studies on convective heat transfer of supercritical R-134a in a horizontal tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **136**, 34–45.
- Dittus F. W., dan Boelter, L. M. K., (1930): Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, *University of California Publications in English, Berkeley* **2**, 443–461.
- Forooghi P., dan Hooman K., (2014): "Experimental Analysis of Heat Transfer of Supercritical Fluids in Plate Heat Exchangers." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 74, 448–59. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.052.
- Han Z., Jia X., Li P., (2019): Preliminary design of radial inflow turbine and working fluid selection based on particle swarm optimization, *Energy Conversion and Management* 199, 111933.
- Harmen, Adriansyah W., Abdurrachim, Pasek A. D., (2017): Metodologi perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi paksa fluida organik propana pada kondisi superkritik, *Jurnal Teknologi* **9** (2), DOI : 10.24853/jurtek.9.2.89-96.
- Harmen, Adriansyah W., Abdurrachim, Pasek A. D., (2018): Theoretical investigation of heat transfer correlations for supercritical organic fluids, *AIP Conference Proceedings* **1984**, 020011; <u>https://doi.org/10.1063/1.5046595</u>.
- Harmen, Adriansyah W., Abdurrachim, Pasek A. D., (2019): Thermodynamic Analysis of Supercritical Organic Rankine Cycle with Propane (R-290) as a Working Fluid, *Prosiding internasional*, The 10th AUN/SEED-Net RC MEManuE, Cambodia.
- Kang K. H. dan Chang S. H, (2009): Experimental study on the heat transfer characteristics during the pressure transients under supercritical pressures, *International Journal of Heat* and Mass Transfer 52, 4946–4955.
- Kuang G., (2006): Heat Transfer and Mechanical Design Analysis of Supercritical Gas Cooling Process of CO2 in Micro-channels, *PhD Dissertation*, Faculty of the Graduate School of the University of Maryland.

- Lazova M., Kaya A., Huisseune H., De Paepe M., (2015): Supercritical heat transfer and heat exchanger design for organic rankine application, 11th International Conference on *Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*.
- Li L., Ge Y.T., Luo X., dan Tassou S.A., (2017): Thermodynamic analysis and comparison between CO₂ transcritical power cycles and R245fa organic Rankine cycles for low grade heat to power energy conversion, *Applied Thermal Engineering* **106**, 1290–1299.
- Pioro I., (2010): Heat-Transfer at Supercritical Pressures. *14th International Heat Transfer Conference*, 369–382. American Society of Mechanical Engineers. http://proceedings. asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1620698.
- Safarian S., dan Aramoun F., (2015): Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs), *Energy Reports* **1**, 1–7.
- Sahu S., Vaidya A. M., (2020): Numerical study of enhanced and deteriorated heat transfer phenomenon in supercritical pipe flow, *Annals of Nuclear Energy* **135**, 106966.
- Thurairaja K., Wijerwane A., Jayasekara S., Ranasinghe, C., (2019): Working Fluid Selection and Performance Evaluation of ORC, *Energy Procedia* **156**, 244–248.
- Tian R., Zhang Y., Ma Y., Li H., Shi L., (2018): Experimental study of buoyancy effect and its criteria for heat transfer of supercritical R134a in horizontal tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 127, 555–567.
- Wang D., Tian R., Zhang Y., Li L.L., Ma Y., Shi L., Li H., (2019): Heat transfer investigation of supercritical R134a for trans-critical organic Rankine cycle system, *Energy* 169, 542– 557.
- Wang D., Dai X., Tian R., Shi L., (2019a): Experimental investigation of the heat transfer of supercritical R134a in a horizontal micro-fin tube, *International Journal of Thermal Sciences* 138, 536–549.
- Yamagata K., Nishikawa K., Hasegawa, S., (1972): Forced Convective Heat Transfer to Supercritical Water Flowing in Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 15, no. 12, pp. 2575–2593.
- Yang M-H. dan Yeh R-H, (2016): Economic research of the transcritical Rankine cycle systems to recover waste heat from the marine medium speed diesel engine, *Applied Thermal Engineering* **xxx**, xxx–xxx.
- Yang Z., Chena W., Chyu M. K., (2018): Numerical study on the heat transfer enhancement of supercritical CO2 in vertical ribbed tubes, *Applied Thermal Engineering* 145, 705– 715.
- Zhang C., Liu C., Xu X., Li Q., Wang S., (2019): Energetic, exergetic, economic and environmental (4E) analysis and multi-factor evaluation method of low GWP fluids in trans-critical organic Rankine cycles, *Energy* **168**, 332–345.