



TUGAS AKHIR - TF 141581

**PENGARUH PENGENDALIAN TEMPERATUR
TERHADAP PEMBENTUKAN *FOULING* PADA
*HEAT EXCHANGER***

Dio Ratriyadi Romadon
NRP 0231144000075

Dosen Pembimbing
Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



FINAL PROJECT - TF 141581

***EFFECT OF TEMPERATURE CONTROL ON
FOULING FORMING IN THE HEAT EXCHANGER***

Dio Ratriyadi Romadon
NRP 0231144000075

Supervisor
Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

*DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018*

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Dio Ratriyadi Romadon

NRP : 02311440000075

Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS

dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya berjudul Pengaruh Pengendalian Temperatur Terhadap Pembentukan *Fouling* Pada *Heat Exchanger* adalah bebas dari plagiasi. Apabila pernyataan ini terbukti tidak benar, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Surabaya, 26 Juli 2018

Yang membuat pernyataan,



Dio Ratriyadi Romadon

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH PENGENDALIAN TEMPERATUR
TERHADAP PEMBENTUKAN *FOULING* PADA *HEAT
EXCHANGER***

TUGAS AKHIR

Oleh :

Dio Ratriyadi Romadon

NRP : 0231144000075

Surabaya, 26 Juli 2018

Mengetahui

Dosen Pembimbing



Totok Ruki Biyanto, Ph.D.

NIPN. 19710702 199802 1 001

Menyetujui,
Kepala Departemen Teknik Fisika FTI-ITS



Ahmad Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.
NIPN. 19780902 200312 1 002

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH PENGENDALIAN TEMPERATUR
TERHADAP PEMBENTUKAN *FOULING* PADA *HEAT
EXCHANGER***

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Rekayasa Instrumentasi dan Kontrol
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

DIO RATRIYADI ROMADON
NRP. 0231140000075

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Totok Ruki Biyanto, Ph.D.....^{Teb}.....(Pembimbing 1)
2. Ir. Matradji, M.Sc.....^{Arabi}.....(Ketua Penguji)
3. Hendra Cordova, S.T., M.T.....^B.....(Penguji 1)
4. Dr.rer.nat. Aulia M.T. Nasution, M.Sc.....^{Auli}.....(Penguji 2)

**SURABAYA
JULI, 2018**

Halaman ini sengaja dikosongkan

**PENGARUH PENGENDALIAN TEMPERATUR
TERHADAP PEMBENTUKAN *FOULING* PADA *HEAT
EXCHANGER***

Nama Mahasiswa : Dio Ratriyadi Romadon
NRP : 0231144000075
Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Totok Ruki Biyanto, Ph.D

Abstrak

Heat exchanger adalah suatu alat termal yang digunakan dalam proses perpindahan panas dua fluida atau lebih yang memiliki temperatur berbeda tanpa terjadi perpindahan massa di dalamnya. Permasalahan pada *heat exchanger* yakni terbentuknya *fouling* yang menghambat proses perpindahan panas *heat exchanger*. Pembentukan *fouling* dapat dipengaruhi oleh kondisi operasi, yaitu kecepatan laju aliran fluida dan temperatur fluida. Laju aliran fluida pada *heat exchanger* yang mempunyai pengendalian temperature akan berubah-ubah yang disebabkan oleh *set point* keluaran temperatur *heat exchanger*. Dalam penelitian ini, dilakukan perancangan sistem pengendali untuk mendeteksi pengaruh sistem pengendali terhadap pembentukan *fouling* pada *heat exchanger* dengan menggunakan model *heat exchanger* dan model *fouling* yang dipengaruhi oleh perubahan *set point* dan *disturbance*. Didapatkan hasil bahwa sistem pengendali pada *heat exchanger* dapat mempengaruhi nilai perubahan *fouling resistance* dan koefisien perpindahan panas keseluruhan. Dengan kondisi perubahan naik sebesar 20%, pada perubahan *set point* berupa T_{co} , dan *disturbance* berupa T_{hi} , T_{ci} dan m_c berturut turut, $U_{fouling}$ meningkat sebesar $7,76 \text{ W/m}^2\text{C}$, $U_{fouling}$ menurun sebesar $16,47 \text{ W/m}^2\text{C}$, $U_{fouling}$ menurun sebesar $4,71 \text{ W/m}^2\text{C}$, dan $U_{fouling}$ meningkat sebesar $9,98 \text{ W/m}^2\text{C}$.

Kata Kunci: desain pengendali, *heat exchanger*, *fouling resistance*, koefisien perpindahan panas.

Halaman ini sengaja dikosongkan

EFFECT OF TEMPERATURE CONTROL ON FOULING FORMING IN THE HEAT EXCHANGER

Name : **Dio Ratriyadi Romadon**
NRP : **0231144000075**
Department : ***Engineering Physics FTI-ITS***
Supervisor : **Totok Ruki Biyanto, Ph.D**

Abstract

Heat exchangers are a thermal apparatus used in heat transfer processes of two or more fluids having different temperatures without mass transfer in them. The problem with heat exchanger is the formation of fouling that inhibits heat exchanger heat transfer process. The formation of fouling can be affected by the operating conditions, ie the speed of the fluid flow rate and the temperature of the fluid. The fluid flow rate at the heat exchanger that has temperature control will vary due to the set of heat exchanger heat exit output points. In this research, the design of control system to detect the influence of control system on the formation of fouling on heat exchanger using heat exchanger model and fouling model influenced by set point and disturbance change. The result shows that the control system in heat exchanger can affect the value of change of fouling resistance and the overall heat transfer coefficient. With the change condition rising by 20%, at a set point change of T_{co} , and disturbance of T_{hi} , T_{ci} and m_c respectively, U fouling increased by $7.76 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$, U fouling decreased by $16.47 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$, U fouling decreased by $4.71 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$, and U fouling increased by $9.98 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$.

Key Words : *control design, heat exchanger, fouling resistance, heat transfer coefficient*

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, karena rahmat dan hikmat-Nya sehingga penulis diberikan kesehatan, kemudahan, dan kelancaran dalam menyusun laporan tugas akhir yang berjudul:

“PENGARUH PENGENDALIAN TEMPERATUR TERHADAP PEMBENTUKAN *FOULING* PADA *HEAT EXCHANGER*”

Tugas akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademik yang harus dipenuhi dalam Program Studi S-1 Teknik Fisika FTI-ITS. Penulis menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Totok Ruki Biyanto, Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir ini, yang selalu memberikan bimbingan dan semangat pada penulis.
2. Agus M. Hatta, S.T., M.Si., Ph.D. selaku ketua Departemen Teknik Fisika - ITS.
3. Segenap Bapak/Ibu dosen pengajar di Departemen Teknik Fisika - ITS.
4. Orang tua penulis serta segenap keluarga besar penulis yang selalu memberikan doa dan dukungan untuk penulis.
5. Teman-teman Departemen Teknik Fisika – ITS dan teman-teman seperjuangan TA yang senantiasa memberikan motivasi dan bantuan dalam penyelesaian laporan tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa mungkin masih ada kekurangan dalam laporan ini, sehingga kritik dan saran penulis terima. Semoga laporan ini dapat berguna dan bermanfaat bagi penulis dan pihak yang membacanya.

Surabaya, 26 Juli 2018

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME	v
LEMBAR PENGESAHAN	vii
ABSTRAK	xi
<i>ABSTRACT</i>	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI	xvii
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR TABEL	xxi
DAFTAR NOTASI	xxiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Lingkup Kajian	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1 <i>Heat Exchanger</i>	3
2.2 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	4
2.3 Pemodelan <i>Heat Exchanger</i>	5
2.4 Pemodelan <i>Fouling Resistance</i>	13
2.5 Pengendali PID	14
2.6 Pendekatan FOPDT (<i>First Order Plus Dead Time</i>).....	15
BAB III METODOLOGI	19
3.1 Pengambilan Data dan Pemodelan <i>Heat Exchanger</i> ...	20
3.2 Pemodelan Dinamik <i>Heat Exchanger</i>	21
3.3 Perancangan Sistem <i>Open Loop</i> pada <i>Heat Exchanger</i>	23
3.4 Perancangan Pengendalian Temperatur pada <i>Heat Exchanger</i>	24

3.5 Perancangan Pengendalian Temperatur Pada <i>Heat Exchanger</i> Dengan Analisa <i>Fouling</i>	24
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	25
4.1 Analisa Uji Sistem <i>Open Loop Heat Exchanger</i>	25
4.2 Analisa Uji <i>Set Point</i> Berdasarkan <i>Fouling Resistance</i>	26
4.3 Analisa Uji <i>Disturbance</i> Berdasarkan <i>Fouling Resistance</i>	33
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	49
5.1 Kesimpulan.....	49
5.2 Saran	49
DAFTAR PUSTAKA.....	51

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	<i>Heat exchanger</i>	3
Gambar 2.2	<i>Heat Exchanger Shell and Tube</i>	4
Gambar 2.3	Diagram blok pengendali PID	14
Gambar 2.4	Uji <i>open loop</i> ketika diberikan <i>input</i> step pada metode <i>first order plus dead time</i>	16
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian	19
Gambar 3.2	<i>Input-output heat exchanger</i>	21
Gambar 4.1	Grafik respon <i>open loop heat exchanger</i>	25
Gambar 4.2	Respon sistem <i>close loop heat exchanger</i> dengan pengendali PID	27
Gambar 4.3	Respon sistem <i>close loop heat exchanger</i> dengan pengendali PID	28
Gambar 4.4	Pengaruh perubahan <i>set point</i> terhadap pembentukan <i>fouling resistance</i> pada sisi <i>tube</i>	30
Gambar 4.5	Pengaruh perubahan <i>set point</i> terhadap pembentukan <i>fouling resistance</i> pada sisi <i>shell</i>	30
Gambar 4.6	Pengaruh perubahan <i>set point</i> terhadap koefisien perpindahan panas keseluruhan	32
Gambar 4.7	Respon sistem dengan perubahan <i>temperature hot input</i> naik sebesar 20 °C	34
Gambar 4.8	Pengaruh perubahan nilai <i>disturbance temperature hot input</i> terhadap <i>fouling resistance</i> pada sisi <i>tube</i>	36
Gambar 4.9	Pengaruh perubahan nilai <i>disturbance temperature hot input</i> terhadap <i>fouling resistance</i> pada sisi <i>shell</i>	36
Gambar 4.10	Pengaruh perubahan nilai <i>disturbance temperature hot input</i> terhadap koefisien laju perpindahan panas keseluruhan	37

Gambar 4.11 Respon sistem dengan perubahan <i>temperature cold input</i> naik sebesar 20°C	39
Gambar 4.12 Pengaruh perubahan nilai <i>disturbance temperature cold input</i> terhadap <i>fouling resistance</i> pada sisi <i>tube</i>	41
Gambar 4.13 Pengaruh perubahan nilai <i>disturbance temperature cold input</i> terhadap <i>fouling resistance</i> pada sisi <i>shell</i>	41
Gambar 4.15 Pengaruh perubahan nilai <i>disturbance temperature cold input</i> terhadap koefisien laju perpindahan panas	42
Gambar 4.16 Respon sistem dengan perubahan <i>mass flow rate cold fluid</i> naik sebesar 2 kg/s.....	44
Gambar 4.17 Pengaruh perubahan nilai <i>disturbance mass flow rate cold fluid</i> terhadap <i>fouling resistance</i> pada sisi <i>tube</i>	45
Gambar 4.18 Pengaruh perubahan nilai <i>disturbance mass flow rate cold fluid</i> terhadap <i>fouling resistance</i> pada sisi <i>shell</i>	46
Gambar 4.19 Pengaruh perubahan nilai <i>disturbance mass flow rate cold fluid</i> terhadap koefisien laju perpindahan panas	47

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tabel <i>tuning</i> metode Ziegler Nichols	17
Tabel 3.1 Data spesifikasi desain <i>heat exchanger</i> 527-A.....	20
Tabel 4.1 Nilai karakteristik respon uji <i>open loop</i>	26
Tabel 4.2 Nilai Parameter PID <i>tuning</i> metode Ziegler Nichols...	26
Tabel 4.3 Karakteristik respon uji <i>close-loop</i>	27
Tabel 4.4 Nilai perubahan <i>set point</i> terhadap variabel pembentukan <i>fouling</i>	29
Tabel 4.5 Karakteristik respon pengendali akibat <i>disturbance</i> <i>temperature hot input</i>	34
Tabel 4.6 Nilai perubahan <i>disturbance temperature hot input</i> terhadap variabel pembentukan <i>fouling</i>	35
Tabel 4.7 Karakteristik respon pengendali akibat <i>disturbance</i> <i>temperature cold input</i>	39
Tabel 4.8 Nilai perubahan <i>disturbance temperature cold input</i> terhadap variabel pembentukan <i>fouling</i>	40
Tabel 4.9 Karakteristik respon pengendali akibat <i>disturbance</i> <i>mass flow rate cold fluid</i>	44
Tabel 4.10 Nilai perubahan <i>disturbance mass flow rate cold fluid</i> terhadap variabel pembentukan <i>fouling</i>	44

DAFTAR NOTASI

Variabel	Satuan	Keterangan
d_o	m	Diameter luar <i>tube</i>
n_b		Jumlah <i>baffle</i>
d_s	m	Diameter dalam <i>shell</i>
J_c		Faktor koreksi pada <i>baffle cut</i> dan jarak antar <i>baffle</i>
r_s		Parameter korelasi
r_{lm}		Parameter korelasi
J_l		Faktor koreksi akibat efek kebocoran <i>baffle</i> antara <i>shell</i> ke <i>baffle</i> dan <i>tube</i> ke <i>baffle</i>
G_s	Kg / s m ²	Kecepatan aliran massa pada <i>shell</i>
Re_s		Bilangan <i>Reynold</i> pada <i>shell</i>
J_b		Faktor koreksi pada <i>bundle by pass flow</i>
J_r		Faktor koreksi yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar
L_i^*		Perbandingan jarak <i>baffle</i> inlet dengan jarak <i>baffle</i> dalam <i>shell</i>
L_o^*		Perbandingan jarak <i>baffle</i> outlet dengan jarak <i>baffle</i> dalam <i>shell</i>
J_s		Faktor koreksi untuk variabel jarak <i>baffle</i> inlet dan outlet
Pr_s		Nilai <i>Prandtl</i> pada <i>shell</i>
j_i		Parameter ideal <i>Colburn</i>
h_i	W/m ² °C	Koefisien perpindahan panas ideal pada sisi <i>shell</i>
h_s	W/m ² °C	Koefisien perpindahan panas pada <i>shell</i>
d_i	m	Diameter dalam <i>tube</i>
A_t	m ²	Luas permukaan <i>tube</i>

Variabel	Satuan	Keterangan
Re_i		Bilangan <i>Reynold</i> pada <i>tube</i>
Pr_i		Bilangan <i>Prandtl</i> pada <i>tube</i>
h_i	W / m ² °C	Koefisien perpindahan panas pada <i>tube</i>
G_t	Kg / s m ²	Kecepatan aliran massa pada <i>tube</i>
A	m ² K / J	Konstanta deposit
E_a	KJ / mol	Energi aktivasi
γ	m ² K / J	Konstanta supresi
R	kJ / mol K	Konstanta gas konstan
R_{fs}	m ² °C / W	<i>Fouling resistance</i> pada <i>shell</i>
R_{ft}	m ² °C / W	<i>Fouling resistance</i> pada <i>tube</i>
$Cond$	m ² °C / W	Perpindahan panas konduksi
U_f	W / m ² °C	Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi <i>fouling</i>
A_o	m ²	Luas permukaan keseluruhan <i>heat exchanger</i>
N_t		Jumlah <i>tube</i>
F		Faktor koreksi
$LMTD$	°C	<i>Log Mean Temperature Difference</i>
$LMTD_{corr}$	°C	<i>Log Mean Temperature Difference corrected</i>
$T_{c,i}$	°C	Temperatur masuk fluida dingin
$T_{c,o}$	°C	Temperatur keluar fluida dingin
$T_{h,i}$	°C	Temperatur masuk fluida panas
$T_{h,o}$	°C	Temperatur keluar fluida panas
Q	MW	<i>Heat duty</i>

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan pada industri minyak dan gas yang signifikan menyebabkan kebutuhan energi semakin meningkat tiap tahunnya. Agar dapat menghasilkan produksi yang maksimal, pengelolaan energi pada industri harus di lakukan dengan cara yang benar. Salah satunya yaitu dengan memperhatikan *equipment* dan proses yang ada di dalamnya. Salah satu *equipment* penting yang terdapat di dalam industri adalah *heat exchanger* yang terdapat proses perpindahan panas di dalamnya.

Heat exchanger merupakan alat termal untuk memindahkan energi panas yang melibatkan dua atau lebih fluida dalam temperatur yang berbeda. Proses perpindahan panas pada *heat exchanger* yaitu memindahkan energi dari fluida panas ke fluida dingin, atapun sebaliknya dengan tanpa kontak diantara kedua fluida tersebut untuk mendapatkan keluaran yang ditentukan. Perpindahan panas terjadi dengan proses konveksi dan konduksi [1]. Salah satu permasalahan utama yang menyebabkan kerugian pada *heat exchanger* adalah terbentuknya *fouling*. *Fouling* adalah gangguan yang tidak diinginkan pada permukaan *heat transfer* yang menghambat proses perpindahan panas *heat exchanger*, dikarenakan *fouling* pada permukaan *heat exchanger* dapat menghambat aliran pada fluida yang mengakibatkan *pressure drop* semakin meningkat [2].

Dikarenakan proses perpindahan panas pada *heat exchanger* menjadi semakin menurun maka diperlukan penambahan konsumsi energi untuk mengimbangi menurunnya jumlah panas yang dihasilkan. Hal tersebut dapat meningkatkan jumlah pengeluaran serta berdampak buruk pada lingkungan [2]. *Fouling* juga menyebabkan berkurangnya hasil produksi saat dilakukan pembersihan berkala, serta penambahan biaya untuk kegiatan pembersihan secara rutin [3]. Pembentukan *fouling* yang terjadi di *heat exchanger* dapat di minimalkan dengan cara menentukan desain geometri *heat exchanger* yang tepat dan optimal. Selain

itu, pembentukan *fouling* juga dipengaruhi oleh kondisi operasi, yaitu kecepatan laju aliran fluida dan temperatur fluida [4]. Laju aliran fluida pada *heat exchanger* yang mempunyai pengendalian temperatur akan berubah-ubah yang disebabkan oleh *set point* temperatur *heat exchanger*

Melihat permasalahan pada *heat exchanger* yakni *fouling* yang dapat dipengaruhi oleh temperatur dan laju aliran, maka diperlukan penelitian untuk mendeteksi pengaruh sistem pengendali terhadap pembentukan *fouling* pada *heat exchanger* dengan menggunakan model penukar panas dan model *fouling* yang dipengaruhi oleh kondisi operasi.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka permasalahan yang diambil pada tugas akhir ini adalah bagaimana efek dari sistem pengendalian temperatur terhadap laju pembentukan *fouling* yang disebabkan perubahan *set point* dan *disturbance* pada sistem pengendalian *heat exchanger*.

1.3 Tujuan

Berdasarkan permasalahan yang telah disebutkan di atas, maka tujuan tugas akhir ini adalah mengetahui efek dari sistem pengendalian temperatur terhadap laju pembentukan *fouling* yang disebabkan perubahan *set point* dan *disturbance* pada sistem pengendalian *heat exchanger*.

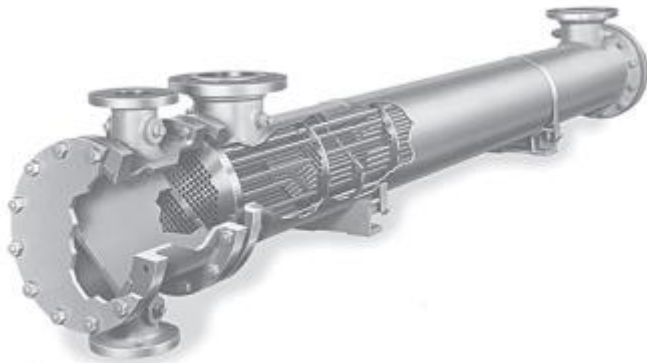
1.4 Lingkup Kajian

Adapun lingkup kerja pada tugas akhir ini adalah melakukan permodelan *heat exchanger* dan pemodelan *fouling* menggunakan persamaan Polley. Kemudian hasil permodelan divalidasi, dan dilakukan simulasi pengendalian temperatur pada *heat exchanger* terhadap pembentukan *fouling* yang disebabkan perubahan *set point* dan *disturbance*.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Heat Exchanger*

Heat exchanger merupakan alat termal untuk memindahkan energi panas yang melibatkan dua atau lebih fluida dalam temperatur yang berbeda. Proses perpindahan panas pada *heat exchanger* yaitu memindahkan energi dari fluida panas ke fluida dingin, ataupun sebaliknya dengan tanpa kontak diantara kedua fluida tersebut untuk mendapatkan keluaran yang ditentukan. Perpindahan panas terjadi dengan proses konveksi dan konduksi [1]. *Heat exchanger* digunakan di dalam industri proses, *power plant*, transportasi, *air conditioning*, *refrigeration*, *cryogenic*, *heat recovery*, bahan bakar alternatif, dan industri lainnya. Contoh sederhana dari *heat exchanger* yang familiar bagi kehidupan sehari-hari adalah untuk *radiator*, *condenser*, *evaporator*, *air preheater* dan *air cooler*. Terdapat beberapa jenis *heat exchanger* yang ada, namun jenis yang paling banyak digunakan di dalam dunia industri yakni *heat exchanger* tipe *shell and tube* [5].

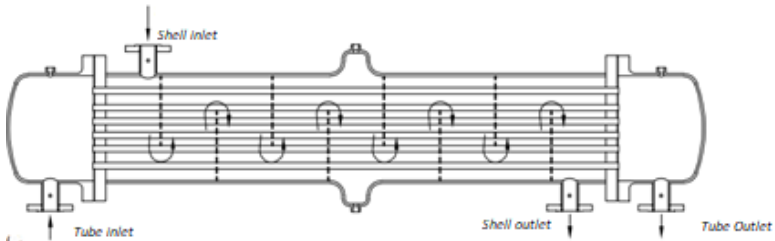


Gambar 2.1 *Heat exchanger* [5]

2.2 *Shell and Tube Heat Exchanger*

Shell and tube heat exchanger adalah jenis *heat exchanger* yang banyak dipakai di dalam dunia industri, yakni industri proses, konvensional, pembangkit listrik tenaga nuklir sebagai *condenser*, *feed water heater* dan *steam generator*; di berbagai energi alternatif yakni tenaga laut, geotermal dan termal. Selain itu juga digunakan dalam beberapa *air conditioning* dan sistem refrijerasi.

Shell and tube heat exchanger memiliki kelebihan yakni mempunyai efektifitas perpindahan panas yang baik, dapat mudah dibersihkan dan tahan terhadap tekanan yang relatif tinggi. Komponen utama yang menyusun *heat exchanger* tipe *shell and tube heat exchanger* yaitu terdapat *tube*, *shell* dan *baffle*. *Tube* terdapat di dalam *shell* yang dibatasi oleh beberapa *baffle* untuk meningkatkan turbulensi pada fluida dan mengurangi vibrasi. Pada dasarnya, fluida mengalir didalam *tube* maupun *shell* sehingga terjadi pertukaran panas di antara permukaannya [6].



Gambar 2.2 *Heat Exchanger Shell and Tube* [5]

2.2.1 **Komponen-Komponen Pada *Heat Exchanger***

Komponen-komponen yang dapat mempengaruhi keluaran koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dan *tube* pada *heat exchanger* yaitu *tube*, *baffle*, *shell*, *front head*, *rear head*. Beberapa variabel proses yang digunakan selama pengoperasian *heat exchanger* adalah tekanan dan temperatur [5]. Beberapa komponen utama *heat exchanger shell and tube* adalah sebagai berikut:

a. Tube

Tube berbentuk pipa berdimensi silinder yang berfungsi untuk memisahkan dan menghantarkan panas pada dua zat yang berbeda temperatur nya. Kumpulan *tube* ujungnya di ikat dengan *tube bundle*

b. Shell

Shell berbentuk silinder dengan penampang melingkar yang berfungsi sebagai tempat mengalir fluida yang akan di tukar panasnya, selain fluida yang berada pada sisi *tube*.

c. Baffle

Baffle umumnya digunakan untuk menunjang fungsi *tube*, menjaga jarak antar *tube* dan mengarahkan aliran di sepanjang sisi *shell*.

d. Front Head and Rear head

Front Head and Rear Head terletak di ujung bagian *heat exchanger* yang berfungsi untuk tempat mengalir keluar dan masuk fluida yang berada di sisi *tube*.

2.3 Pemodelan *Heat Exchanger*

Heat exchanger merupakan *equipment* penting yang digunakan di berbagai dunia industri. Dengan spesifikasi yang disesuaikan dengan kebutuhan pada proses industri tersebut. Untuk menentukan spesifikasi *heat exchanger* yang sesuai dengan kondisi riil nya, maka diperlukan pemodelan sebagai tiruan *equipment heat exchanger* tersebut. [7]

Berikut persamaan neraca panas dengan asumsi tidak ada panas yang hilang.

$$Q_c = Q_h \quad (2.1)$$

Dimana:

Q_c : Panas yang diterima oleh fluida dingin (J/s)

Q_h : Panas yang diterima oleh fluida panas (J/s)

Persamaan untuk panas yang diterima oleh fluida dingin, sebagai berikut:

$$Q_c = m_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2.2)$$

Dimana:

m_c : Laju aliran massa pada fluida dingin (kg/s)

$c_{p,c}$: Kalor jenis pada fluida dingin (J/kg. °C)

$T_{c,i}$: Temperatur masuk pada fluida dingin (°C)

$T_{c,o}$: Temperatur keluar pada fluida dingin (°C)

Persamaan untuk panas yang dilepas oleh fluida panas, sebagai berikut:

$$Q_h = m_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.3)$$

dimana,

m_h : Laju aliran massa pada fluida panas (kg/s)

$c_{p,h}$: Kalor jenis pada fluida panas (J/kg. °C)

$T_{h,i}$: Temperatur masuk pada fluida panas (°C)

$T_{h,o}$: Temperatur keluar pada fluida panas (°C)

Selain dengan menggunakan persamaan diatas, untuk menghitung laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat juga menggunakan persamaan, sebagai berikut [7]

$$Q = U A \Delta T_{lm} \quad (2.4)$$

dimana,

U : Koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m²°C)

A : Luas permukaan perpindahan panas (m²)

ΔT_{lm} : Perbedaan temperatur (°C)

$LMTD$: *Log Mean Temperature Difference*

Perbedaan temperatur (ΔT_m) dapat ditentukan dengan persamaan *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) dan faktor koreksi (F_T), sebagai berikut [7]:

$$\Delta T_m = F_T \times LMTD \quad (2.5)$$

Log Mean Temperature Difference (LMTD) merupakan rata-rata perbedaan temperatur antara fluida panas dan fluida

dingin. LMTD dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut [7]:

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}\right)} \quad (2.6)$$

Faktor koreksi (F) dihitung dengan persamaan berikut.

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1} \ln(1-S)/(1-RS)}{(R-1) \ln\frac{2-S(R+1)-\sqrt{R^2+1}}{2-S(R+1)+\sqrt{R^2+1}}} \quad (2.7)$$

Dengan nilai R didapatkan dari persamaan berikut

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (2.8)$$

dan nilai S didapatkan dari persamaan berikut

$$S = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (2.9)$$

Dimana,

- R, S : Faktor efisiensi temperatur
- $T_{c,i}$: Temperatur masuk fluida dingin
- $T_{c,o}$: Temperatur keluar fluida dingin
- $T_{h,i}$: Temperatur masuk fluida panas
- $T_{h,o}$: Temperatur keluar fluida panas

Selain itu, pemodelan *heat exchanger* juga meliputi perhitungan koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* dan *tube*, koefisien perpindahan panas keseluruhan dan *fouling resistance*.

2.3.1 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi *Shell*

Metode yang digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* adalah *Bell-Delaware's Method*

[5]. Adapun persamaan-persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut. Untuk menghitung koefisien perpindahan panas pada *shell*, maka perlu menghitung faktor-faktor koreksi pada *shell*.

Faktor koreksi J_c dihitung dengan persamaan berikut.

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (2.10)$$

Dimana,

J_c : Faktor koreksi pada *baffle cut* dan jarak antar *baffle*

Faktor koreksi J_l dengan menggunakan persamaan berikut.

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{-2,2r_{lm}} \quad (2.11)$$

Dengan nilai r_s dan r_{lm}

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (2.12)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (2.13)$$

Dimana,

J_l : Faktor koreksi akibat efek kebocoran *baffle* antara *shell* ke *baffle* dan *tube* ke *baffle*

r_s dan r_{lm} : Parameter korelasi

Persamaan kecepatan aliran massa dan bilangan Reynold.

$$G_s = \frac{m_s}{S_m} \quad (2.14)$$

$$Re_s = \frac{G_s d_o}{\mu_s} \quad (2.15)$$

Dimana,

G_s : Kecepatan aliran massa pada *shell* (kg/ s m²)

m_s : Aliran massa pada *shell* (kg/s)

μ_s : Viskositas fluida pada *shell* (kg/m s)

Re_s : Bilangan *Reynold* pada *shell*

Faktor koreksi J_b dihitung dengan persamaan berikut.

$$J_b = \exp\{-C_{bh}F_{sbp}[1 - 2r_s]\} \quad (2.16)$$

Dimana,

J_b : Faktor koreksi pada *bundle by pass flow*

C_{bh} : 1,25 pada kondisi aliran laminar ($Re_s \leq 100$)

C_{bt} : 1,35 pada kondisi aliran turbulen ($Re_s \geq 100$)

Faktor koreksi J_r dengan menggunakan persamaan berikut.

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} \quad (2.17)$$

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1) \quad (2.18)$$

Dimana,

J_r : Faktor koreksi yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar

N_c : Jumlah *tube rows* pada *heat exchanger*

Persamaan di atas digunakan ketika aliran laminar $Re_s < 20$

Ketika Re_s berada pada $20 \leq Re_s \leq 100$ menggunakan persamaan sebagai berikut

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} + \left(\frac{20 - Re_s}{80} \right) \left(\frac{1,51}{N_c^{0,18}} - 1 \right) \quad (2.19)$$

Dan ketika kondisi aliran pada *shell* turbulen ($Re_s \geq 100$), maka faktor koreksinya bernilai satu ($J_r = 1$).

Faktor koreksi J_s dihitung dengan persamaan berikut.

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{1-n} + (L_o^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_i^* - 1) + (L_o^* - 1)} \quad (2.20)$$

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (2.21)$$

$$L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (2.22)$$

Dimana,

J_s : Faktor koreksi untuk variabel jarak *baffle* inlet dan outlet

L_i^* : Perbandingan jarak *baffle* inlet dengan jarak *baffle* dalam *shell* (m)

L_o^* : Perbandingan antara jarak *baffle* outlet dengan jarak *baffle* dalam *shell* (m)

Untuk parameter n ketika alirannya turbulen $n=0,6$ dan ketika alirannya laminar $n=1$

Persamaan bilangan *Prandtl* pada *shell*.

$$Pr_s = \frac{\mu_s C_{ps}}{k_s} \quad (2.23)$$

Dimana,

Pr_s : Bilangan *Prandtl*

C_{ps} : Kapasitas panas spesifik pada *shell* (J/kg °C)

K_s : Konduktifitas termal pada *shell* (W/ m °C)

μ_s : Viskositas fluida pada *shell* (kg/m s)

Pada sisi *shell* dapat dihitung nilai perpindahan panas ideal.

$$h_i = \frac{j_i C_{ps} G_s (\Delta T_s)^n}{Pr_s^{\frac{2}{3}}} \quad (2.24)$$

Dengan j_i adalah parameter ideal *Colburn* dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$j_i = 1,73 Re_s^{-0,694} \text{ ketika } 1 \leq Re_s \leq 100 \quad (2.25)$$

$$j_i = 0,717 Re_s^{-0,574} \text{ ketika } 100 \leq Re_s \leq 1000 \quad (2.26)$$

$$j_i = 0,236 Re_s^{-0,346} \text{ ketika } 1000 \leq Re_s \quad (2.27)$$

Untuk mencari nilai parameter ideal *Colburn* $(\Delta T_s)^n$.

$$(\emptyset_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}} \right)^{0,14} \quad (2.28)$$

Dimana,

h_i : Koefisien perpindahan panas ideal pada sisi *shell* (W/ m² °C)

j_i : Parameter ideal *Colburn*

μ_{sw} : Viskositas fluida pada temperatur *wall* sisi *shell* (kg/m s)

Persamaan nilai koefisien perpindahan panas pada *shell*.

$$h_s = h_i j_c j_b j_s j_r \quad (2.29)$$

Dimana,

h_s : Koefisien perpindahan panas pada *shell* (W/ m² °C)

2.3.2 Perhitungan Perpindahan Panas pada Sisi *Tube*

Metode yang digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* adalah *Bell-Delaware's Method* [5]. Adapun persamaan-persamaan untuk menentukan nilai koefisien perpindahan panas pada *tube* sebagai berikut.

Luas permukaan *tube* dihitung dengan persamaan berikut.

$$A_t = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4} \quad (2.30)$$

Dimana diameter dalam *tube* menggunakan persamaan berikut

$$d_i = d_o - 2 t_w \quad (2.31)$$

Jumlah *tube* dalam *shell* menggunakan persamaan berikut

$$N_t = \frac{0,78 d_{ct} l^2}{L_{tp}^2} \quad (2.32)$$

Dimana,

A_t : Luas permukaan *tube* (m²)

d_i : Diameter dalam *tube* (m)

d_o : Diameter luar *tube* (m)

N_t : Jumlah *tube*

- t_w : Ketebalan *tube* (m)
 D_{ctl} : Diameter *bundle* (m)
 L_{tp} : Jarak antar *tube* (m)

Kecepatan aliran massa pada *tube* dihitung dengan persamaan berikut.

$$G_t = \frac{m_t N_p}{A_t} \quad (2.33)$$

Dimana,

- G_t : Kecepatan aliran massa pada *tube* (kg/ s m²)
 m_t : Aliran massa pada *tube* (kg/s)
 N_p : Jumlah *tube pass*

Persamaan bilangan *Reynold* adalah

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu_t} \quad (2.34)$$

Dimana

- Re_t : Bilangan *Reynold* pada *tube*
 μ_t : Viskositas fluida pada *tube* (kg/m s)

Bilangan *Prandtl* pada *tube* dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$Pr_t = \frac{C_{pt} \mu_t}{K_t} \quad (2.35)$$

Dimana,

- C_{pt} : Kapasitas panas spesifik pada *tube* (J/kg °C)
 K_t : Konduktivitas termal pada *tube* (W/ m °C)

Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dapat dihitung dengan persamaan *CollBurn*.

$$h_t = 0,023 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} \left(\frac{K_t}{d_i}\right) \left(\frac{\mu_t}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (2.36)$$

Dimana,

- h_t : Koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* (W/m² °C)

2.3.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Koefisien perpindahan panas keseluruhan dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$cond = \frac{d_o \left(\ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) \right)}{2 K_{CS}}$$

$$\frac{1}{U_f} = \frac{d_o}{d_i h_t} + \frac{d_o R_{ft}}{d_i} + cond + R_{fs} + \frac{1}{h_s} \quad (2.37)$$

Dimana,

U_f : Koefisien perpindahan panas keseluruhan pada kondisi *fouling* (W/m² °C)

$Cond$: Perpindahan panas konduksi pada *tube* (m² °C /W)

K_{cs} : Konduktifitas termal material *tube* (W/ m °C)

R_{fs} : *Fouling resistance* pada sisi *shell* (m² °C /W)

R_{ft} : *Fouling resistance* pada sisi *tube* (m² °C /W)

2.4 Pemodelan *Fouling Resistance*

Untuk menghitung *fouling resistance* pada *shell and tube heat exchanger* menggunakan persamaan Polley sebagai berikut [8].

$$\frac{dR_f}{dt} = \alpha Re^{-0,8} Pr^{-\frac{1}{3}} \exp \left(-\frac{E_a}{RT_s} \right) - \gamma Re^{0,8} \quad (2.38)$$

Dimana,

$\frac{dR_f}{dt}$: *Fouling resistance* (m² K/J)

T_s : Temperatur *tube wall* (K)

α : 277,8 m²K/J

E_a : 48 KJ/mol

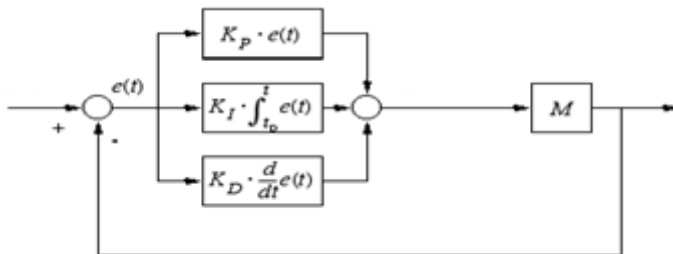
γ : 4,17x10⁻¹³ m² K/J

R : 0,008314 KJ/mol K

2.5 Pengendali PID

Dalam sebuah sistem pengendali, fungsi dari *controller* sangatlah besar terhadap perilaku sistem tersebut. Salah satu fungsi *controller* adalah mengurangi sinyal *error*, sinyal *error* adalah nilai perubahan antara *set point* dan proses variabel. Semakin kecil nilai sinyal *error* yang terukur, maka kinerja sistem pengendali dinilai semakin baik.

Pengendali PID adalah algoritma pengendali untuk menghitung besarnya koreksi yang diperlukan dalam suatu *controller* untuk mengendalikan sebuah proses. Pengendali *proportional* digunakan sebagai penguat sinyal sehingga proses variabel dapat mencapai *set point* yang diinginkan. Namun penambahan *gain proportional* akan meninggalkan *offset*. Oleh karena itu, kekurangan dari pengendali *proportional* yang selalu meninggalkan *offset* diperbaiki oleh pengendali *integral* untuk menghilangkan *offset* tersebut. Kemampuan pengendali *integral* untuk menghilangkan *offset* tidak disertai dengan kemampuan menjalankan respon secara cepat, Upaya memperbaiki respon didapatkan dengan menggunakan pengendali *derivative* [9]



Gambar 2.3 Diagram blok pengendali PID[9]

Beberapa parameter dalam algoritma PID yang harus diketahui dalam suatu *system closed loop* adalah *integral absolute error*, *maximum overshoot*, *settling time*, dan *error steady state*

- a. *Maximum overshoot* merupakan nilai puncak tertinggi respon sistem pengukuran terhadap keadaan yang diinginkan. Jika nilai *steady state* dari respon berbeda dengan nilai yang diinginkan, umumnya menggunakan *maximum overshoot* dengan persamaan:

$$\text{Maximum overshoot} = \frac{y_p - y_{ss}}{y_{ss}} \times 100\% \quad (2.39)$$

dengan y_p merupakan nilai maksimum respon sistem dan y_{ss} adalah nilai *steady state* sistem

- b. *Settling time* adalah waktu yang dibutuhkan respon sistem untuk mencapai *set point* dan berada direntang $\pm 5\%$ atau $\pm 2\%$ dari nilai akhir.
- c. *Error steady state* adalah nilai *error* yang dihasilkan dari keadaan *steady* ketika belum mencapai *set point* yang diinginkan
- d. IAE (*Integral absolute error*)

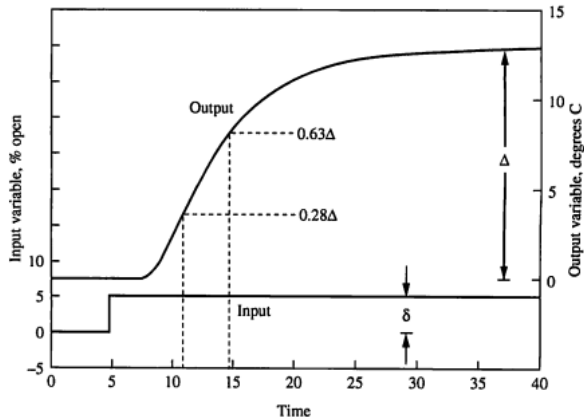
IAE (*Integral absolute error*) merupakan kalkulasi dari nilai *error* dengan menjumlahkan setiap nilai *error* yang terjadi. Untuk menghitung IAE dapat menggunakan persamaan dibawah ini:

$$IAE = \int_0^{\infty} e(t) dt \quad (2.40)$$

2.6 Pendekatan FOPDT (*First Order Plus Dead Time*)

FOPDT adalah suatu metode yang banyak digunakan untuk menentukan parameter *tuning* pada suatu pengendalian. Aplikasi pendekatan FOPDT adalah dalam menentukan parameter K_c , T_i , dan T_d . Parameter K_c , T_i , dan T_d yang telah didapatkan selanjutnya akan diterapkan pada pengendali jenis PID.

Pendekatan FOPDT dapat dilakukan dengan cara memberikan masukan *step* pada *manipulated variable* dan mencatat proses variabel nya dengan fungsi waktu, maka dapat dibuat kurva reaksi proses yang menghubungkan antara waktu dengan proses variabel.



Gambar 2.4 Uji *open loop* ketika diberikan *input step* pada metode *first order plus dead time* [10]

Untuk menentukan parameter K , θ , τ , $T_{63\%}$, dan $T_{28\%}$ dengan metode FOPDT, maka dapat dicari dengan menggunakan persamaan seperti berikut ini

$$K = \frac{\Delta}{\delta} \quad (2.41)$$

$$\tau = 1,5(t_{63\%} - t_{28\%}) \quad (2.42)$$

$$\theta = t_{63\%} - \tau \quad (2.43)$$

Dimana:

K_p : *Gain steady state*

Δ : Perubahan *steady state* pada keluaran proses

δ : Perubahan *step* pada masukan

τ : Waktu yang dibutuhkan untuk mencapai tingkat kestabilan (*settling time*)

θ : Waktu tunggu respon dari sebuah sistem (*dead time*)

$T_{28\%}$: Nilai variabel proses ketika mencapai 28% dari nilai akhir

$T_{63\%}$: Nilai variabel proses ketika mencapai 63% dari nilai akhir

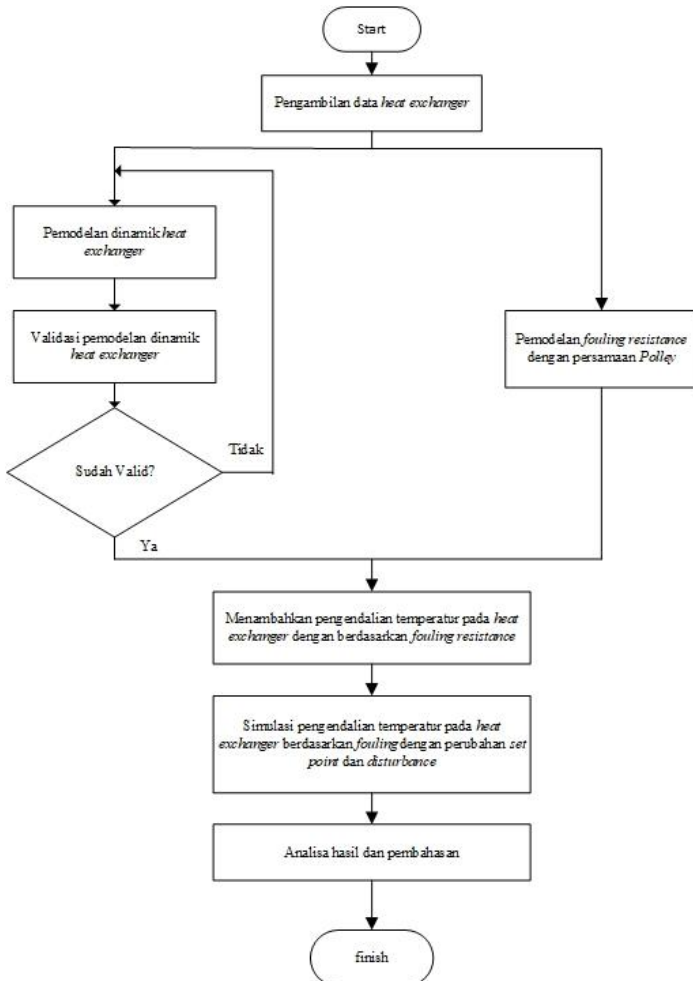
Nilai parameter K , θ , τ , $T_{63\%}$, dan $T_{28\%}$ tersebut kemudian di masukkan ke dalam tabel berikut

Tabel 2.1 Tabel *tuning* metode Ziegler Nichols

Tipe Pengendali	Kc	Ti	Td
P	$\frac{1}{K} \left[\frac{\tau}{\alpha} \right]$	-	-
PI	$\frac{0.9}{K} \left[\frac{\tau}{\alpha} \right]$	3.33α	-
PID	$\frac{1.2}{K} \left[\frac{\tau}{\alpha} \right]$	2.0α	0.5α

BAB III METODOLOGI

Penelitian ini dirancang melalui beberapa tahap yang digambarkan pada diagram alir sebagai berikut.



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.1 Pengambilan Data dan Pemodelan *Heat Exchanger*

Pengambilan data *heat exchanger* dilakukan di PT. Pertamina RU IV- Cilacap. Adapun data yang diambil diantaranya adalah:

- a. Data dimensi *heat exchanger*
- b. Data *properties* fluida pada sisi *shell* dan *tube heat exchanger*, yang meliputi:
 - Massa jenis fluida pada sisi *shell* dan *tube*
 - Kapasitas panas fluida pada sisi *shell* dan *tube*
 - Koefisien konduktifitas termal pada sisi *shell* dan *tube*
 - Viskositas fluida pada sisi *shell* dan *tube*

Data kondisi operasi yang terdiri dari temperatur di *inlet* dan *outlet* sisi *shell* dan *tube* dan laju aliran massa di sisi *shell* dan *tube*. Berikut tabel data spesifikasi desain *heat exchanger 527-A*

Tabel 3.1 Data spesifikasi desain *heat exchanger 527-A*

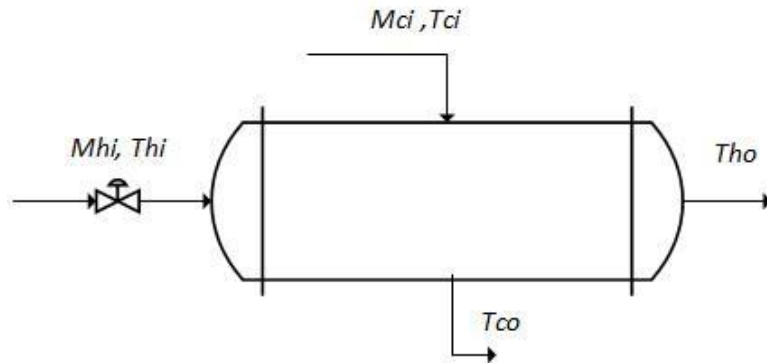
Keterangan	Variabel	Satuan	Data Desain			
			MP Steam		MCB (liquid)	
			In	Out	In	Out
<i>Mass flow rate</i>	m	kg/s	10.7728	10.7728	35.3675	35.3675
Temperatur	T	°C	214	320	359	325
Massa jenis	ρ	kg/m ³	10.294	7.7298	860.8	884.5
Spesifikasi panas	Cp	kcal/kg °C	0.7659	0.5441	0.58	0.56
Viskositas	μ	kg/ m s	0.0000162	0.0000209	0.0005	0.0006
<i>Heat transfer area</i>	A	m ²	102.07		0.0406	

3.2 Pemodelan Dinamik *Heat Exchanger*

Dasar yang digunakan untuk memodelkan *heat exchanger* ini adalah prinsip kesetimbangan massa dan energi. Sehingga proses yang terjadi didalam *plant* bisa dijelaskan maksudnya secara fisis.

Pada tugas akhir ini, digunakan *heat exchanger* bertipe *shell and tube heat exchanger*. Untuk mendapatkan fungsi transfer dari *plant heat exchanger* diperlukan energi and *mass balance* sebagai pertimbangan. Pemodelan *heat exchanger* dapat dilihat seperti dibawah ini.

Pemodelan Heat Exchanger $\frac{T_{co}(s)}{m_{h(s)}} = \frac{\text{Output temperature cold fluid}}{\text{mass flow rate hot fluid}}$



Gambar 3.2 Input-output heat exchanger

Dengan menggunakan persamaan *energy balance*, energi yang diberikan harus sama dengan energi yang dikeluarkan. Dimana untuk menyederhanakan analisa, diasumsikan *heat exchanger* tanpa ada pengaruh dari lingkungan. Menurut sumber [11] dan [12] didapatkan pemodelan *heat exchanger* sebagai berikut:

Pada sisi *shell heat exchanger*, digunakan pemodelan sebagai berikut

$$C \cdot \frac{d\theta_0}{dt} = h + m_c \cdot C_{pc} (T_{ci} - T_{co}) \quad (3.1)$$

$$m_c \cdot C_{pc} \cdot \frac{dT_{co}}{dt} = h + m_c \cdot C_{pc} (T_{ci} - T_{co}) \quad (3.2)$$

$$m_c \cdot C_{pc} \cdot \frac{dT_{co}}{dt} = m_h \cdot C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) + m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{ci} - T_{co}) \quad (3.3)$$

$$m_c \cdot C_{pc} \cdot \left(\frac{dT_{co}}{dt} + T_{co} \right) = m_h \cdot C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) + m_c \cdot C_{pc} \cdot T_{ci} \quad (3.4)$$

Aliran panas pada *tube* adalah perbedaan antara panas dari *mass flow rate hot input* dan *output*. Hasil penjumlahan *mass flow rate* tersebut menentukan laju perpindahan panas sebagai berikut:

$$T_{ho} = \frac{m_h}{\rho_h V_h} (T_{hi} - T_{ho}) + \frac{U_h A_h}{\rho_h V_h C_{ph}} (T_{co} - T_{ho}) \quad (3.5)$$

$$m_c \cdot C_{pc} \cdot \left(\frac{dT_{co}}{dt} + T_{co} \right) = m_h \cdot C_{ph} \left(T_{hi} - \frac{A_h \cdot T_{co} \cdot U_h + C_{ph} \cdot T_{hi} \cdot m_h}{A_h \cdot U_h + C_{ph} \cdot m_h + C_{ph} \cdot V_h \cdot \rho_h} \right) + m_c \cdot C_{pc} \cdot T_{ci} \quad (3.6)$$

$$m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{co} \cdot s + T_{co}) + \frac{A_h \cdot U_h \cdot C_{ph} \cdot m_h}{A_h \cdot U_h + C_{ph} \cdot m_h + C_{ph} \cdot V_h \cdot \rho_h} \cdot T_{co} = m_h \cdot C_{ph} \left(T_{hi} - \frac{C_{ph} \cdot T_{hi} \cdot m_h}{A_h \cdot U_h + C_{ph} \cdot m_h + C_{ph} \cdot V_h \cdot \rho_h} \right) + m_c \cdot C_{pc} \cdot T_{ci} \quad (3.7)$$

$$\left(m_c \cdot C_{pc} \cdot (s + 1) + \frac{A_h \cdot U_h \cdot C_{ph} \cdot m_h}{A_h \cdot U_h + C_{ph} \cdot m_h + C_{ph} \cdot V_h \cdot \rho_h} \right) \cdot T_{co} = m_h \cdot C_{ph} \left(T_{hi} - \frac{C_{ph} \cdot T_{hi} \cdot m_h}{A_h \cdot U_h + C_{ph} \cdot m_h + C_{ph} \cdot V_h \cdot \rho_h} \right) + m_c \cdot C_{pc} \cdot T_{ci} \quad (3.8)$$

$$T_{co} = \frac{\left(m_h \cdot C_{ph} - \frac{C_{ph}^2 \cdot m_h^2}{A_h \cdot U_h + C_{ph} \cdot m_h + C_{ph} \cdot V_h \cdot \rho_h} \right) \cdot T_{hi} + m_c \cdot C_{pc} \cdot T_{ci}}{\left(m_c \cdot C_{pc} + \frac{A_h \cdot U_h \cdot C_{ph} \cdot m_h}{A_h \cdot U_h + C_{ph} \cdot m_h + C_{ph} \cdot V_h \cdot \rho_h} \right) \cdot m_c \cdot C_{pc} \cdot s} \quad (3.9)$$

Pada sisi *tube heat exchanger*, digunakan pemodelan sebagai berikut:

$$m_h \cdot C_{ph} \cdot \frac{dT_{ho}}{dt} = h + m_c \cdot C_{pc} (T_{ci} - T_{co}) \quad (3.10)$$

$$m_h \cdot C_{ph} \cdot \frac{dT_{ho}}{dt} = m_h \cdot C_{ph} (T_{ho} - T_{hi}) + m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad (3.11)$$

$$m_h \cdot C_{ph} \cdot \left(\frac{dT_{ho}}{dt} - T_{ho} \right) = m_h \cdot C_{ph} T_{hi} + m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad (3.12)$$

$$T_{co}(t) = \frac{U_c A_c}{\rho_c V_c C_{pc}} T_{ho}(t) - \left(\frac{m_c}{\rho_c V_c} + \frac{U_c A_c}{\rho_c V_c C_{pc}} \right) T_{co}(t) \quad (3.13)$$

$$T_{co} + T_{co} \left(\frac{U_c A_c + m_c C_{pc}}{\rho_c V_c C_{pc}} \right) = \frac{U_c A_c}{\rho_c V_c C_{pc}} T_{ho} \quad (3.14)$$

$$T_{co} \left(1 + \frac{U_c A_c + m_c C_{pc}}{\rho_c V_c C_{pc}} \right) = \frac{U_c A_c}{\rho_c V_c C_{pc}} T_{ho} \quad (3.15)$$

$$T_{co} = \frac{\frac{U_c A_c}{\rho_c V_c C_{pc}} T_{ho}}{\left(\frac{U_c A_c + m_c C_{pc} + \rho_c V_c C_{pc}}{\rho_c V_c C_{pc}} \right)} \quad (3.16)$$

$$T_{co} = \frac{U_c A_c}{U_c A_c + m_c C_{pc} + \rho_c V_c C_{pc}} T_{ho} \quad (3.17)$$

$$m_h \cdot C_{ph} \cdot \left(\frac{dT_{ho}}{dt} - T_{ho} \right) = m_h \cdot C_{ph} T_{hi} + m_c \cdot C_{pc} \cdot \left(\left(\frac{U_c A_c}{U_c A_c + m_c C_{pc} + \rho_c V_c C_{pc}} T_{ho} \right) - T_{ci} \right) \quad (3.18)$$

$$T_{ho} = m_h \cdot C_{ph} \cdot s + m_h \cdot C_{ph} + \frac{U_c A_c m_c C_{pc}}{U_c A_c + m_c C_{pc} + \rho_c V_c C_{pc}} \quad (3.19)$$

$$T_{ho} = \frac{m_c \cdot C_{pc} \cdot T_{ci} - m_h \cdot C_{ph} \cdot T_{hi}}{m_h \cdot C_{ph} \cdot s + m_h \cdot C_{ph} + \frac{U_c A_c m_c C_{pc}}{U_c A_c + m_c C_{pc} + \rho_c V_c C_{pc}}} \quad (3.20)$$

3.3 Perancangan Sistem *Open Loop* pada *Heat Exchanger*

Perancangan sistem *open loop* berfungsi untuk mengetahui kesesuaian respon pada sistem pengendalian temperatur pada *heat exchanger*. Kemudian pengujian *open loop* juga digunakan

untuk mengetahui parameter pengendali yang akan digunakan untuk sistem *close loop* pada *heat exchanger*. Sistem *open loop* diberikan masukan *step* berupa perubahan nilai *manipulated variable* yang berupa *mass flow rate hot fluid*, dengan *output* berupa perubahan proses variable yang berupa *temperature cold output*. Dari perubahan proses variable tersebut, didapatkan nilai *time constant*, *dead time* dan *gain* pengendali.

3.4 Perancangan Pengendalian Temperatur pada Heat Exchanger

Perancangan sistem pengendali untuk pengendalian temperatur pada *heat exchanger* dilakukan di *software SIMULINK MATLAB 2014b*. Perancangan berbentuk blok diagram dengan sistem *close loop* yang menggunakan pengendali PID. Perancangan sistem pengendali tersebut digunakan untuk mengendalikan temperatur dengan proses variabel berupa *temperature cold output* yang memanipulasi variabel berupa *mass flow hot*. *Tuning* nilai parameter pengendali PID dilakukan dengan menggunakan metode Ziegler Nichlos.

3.5 Perancangan Pengendalian Temperatur Pada Heat Exchanger Dengan Analisa Fouling

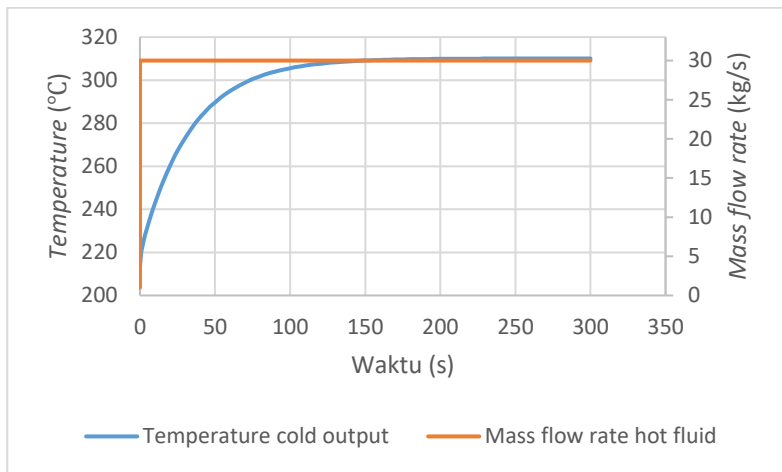
Perancangan sistem untuk mendapatkan nilai *fouling resistance* pada sistem *heat exchanger* ini menggunakan persamaan Polley. Dimana nilai *fouling resistance* di *heat exchanger* didapatkan pada saat terjadi perubahan nilai variabel proses berupa temperatur dan *mass flow rate* yang berubah-ubah dikarenakan perubahan dinamik pada *heat exchanger*.

Kemudian di analisa perubahan nilai *fouling resistance* pada sisi *shell* dan *tube* serta koefisien perpindahan panas dalam keadaan *fouling* secara dinamik berdasarkan perubahan *set point* dan *disturbance*-nya.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Uji Sistem *Open Loop Heat Exchanger*

Sistem pengendalian *heat exchanger* didesain berdasarkan pemodelan *heat exchanger* secara dinamik yang telah dibuat. Sistem pengendali tersebut berbentuk blok yang disimulasikan di *software* SIMULINK MATLAB R2014b. Respon uji *open loop* sistem pengendali *heat exchanger* diperoleh sebagai berikut:



Gambar 4.1 Grafik respon *open loop heat exchanger*

Grafik pada Gambar 4.1 adalah respon uji *open loop heat exchanger* yang diberikan *input step* dengan nilai *manipulated variable* sebesar 1 kg/s menjadi 30 kg/s. dan diperoleh perubahan proses variabel berupa *temperature cold output* dari 214 °C menjadi 309 °C. Dari hasil perubahan tersebut, didapatkan kurva yang selanjutnya digunakan sebagai parameter *tuning*. Parameter *tuning* tersebut kemudian dihitung dengan menggunakan persamaan di subbab 2.6, dan diperoleh parameter sebagai berikut:

Tabel 4.1 Nilai karakteristik respon uji *open loop*

No	Parameter	Nilai
1	<i>Settling Time</i>	112 s
2	Perubahan <i>Process Variable</i> (ΔPV)	96 °C
3	Perubahan <i>Manipulated Variable</i> (ΔMV)	29 kg/s
4	$T_{28\%}$	10.2 s
5	$T_{63\%}$	28 s
6	<i>Time Constant</i>	26.7 s
7	<i>Time Delay</i>	1.3 s
8	K	3.31

Kemudian dari data karakteristik tersebut digunakan sebagai data untuk melakukan *tunning* PID dengan menggunakan metode Ziegler Nichols, dengan tabel perhitungan pada Tabel 2.1, sehingga diperoleh nilai parameter K_p , K_i , K_d sebagai berikut:

Tabel 4. 2 Nilai Parameter PID *tuning* metode Ziegler Nichols

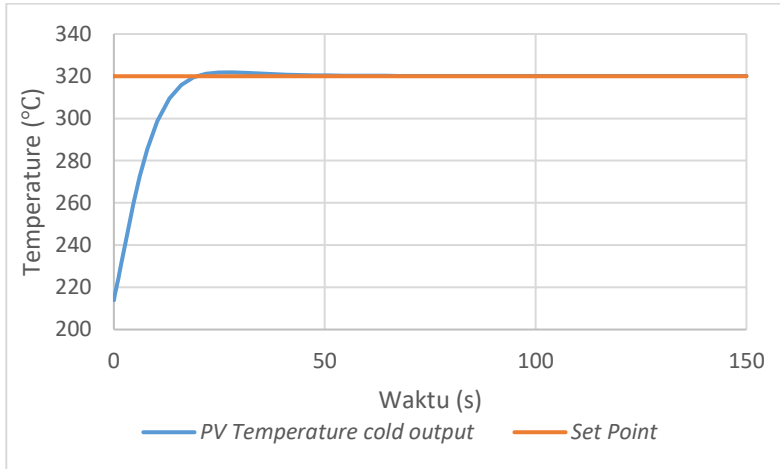
K_p	K_i	K_d
7.44	2.6	0.65

Nilai *gain* pengendali yang diperoleh diatas selanjutnya diaplikasikan ke dalam *controller* pada sistem *close loop heat exchanger*.

4.2 Analisa Uji *Set Point* Berdasarkan *Fouling Resistance*

Pada sistem pengendalian temperatur pada *heat exchanger* dengan sistem *close loop*, dibutuhkan nilai *gain* pengendali pada *controller*. Perancangan sistem pengendalian pada *heat exchanger*

tersebut menggunakan pengendali PID berdasarkan parameter K_p , K_i , K_d di Tabel 4.2, dan didapatkan hasil respon sebagai berikut:



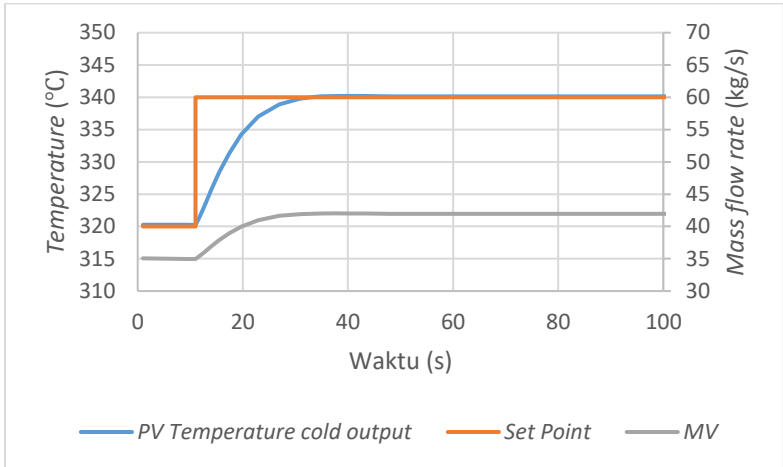
Gambar 4.2 Respon sistem *close loop heat exchanger* dengan pengendali PID

Dari grafik respon pengujian pada Gambar 4.2 dapat ditentukan karakteristik dari respon adalah sebagai berikut:

Tabel 4.3 Karakteristik respon uji *close-loop*

No	Parameter	Nilai
1	<i>Maximum Overshoot</i>	0.571 %
2	<i>Error Steady State</i>	0.024 %
3	<i>Setling Time</i>	32.51 detik
4	<i>Integral Absolute Error</i>	924.75 °C

Dilakukan uji *close loop* dengan menaikkan *setpoint* temperatur dari 320 °C menjadi 340 °C. Didapatkan respon sebagai berikut:



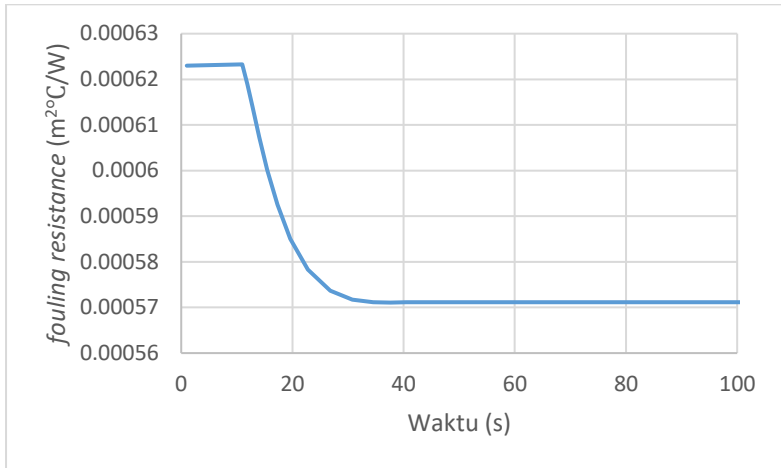
Gambar 4.3 Respon sistem *close loop heat exchanger* dengan pengendali PID

Selanjutnya dilakukan analisa perubahan *fouling resistance* yang terjadi pada *heat exchanger* dikarenakan perubahan *set point*. Dimana pada perubahan *set point*, terjadi pula perubahan *output* pada *heat exchanger* berupa variabel-variabel yang dapat mempengaruhi pembentukan *fouling*, yaitu *mass flow rate* dan temperatur. Pada uji perubahan *set point*, variabel yang berubah adalah *temperature cold output* (T_{co}) yang menjadi proses variabel. Perubahan temperatur tersebut juga merubah variabel proses yang lain yang dapat mempengaruhi pembentukan *fouling resistance* karena pengaruh sistem pengendali. Berikut adalah Tabel nilai perubahan *set point* yang dapat mempengaruhi variabel pembentukan *fouling*.

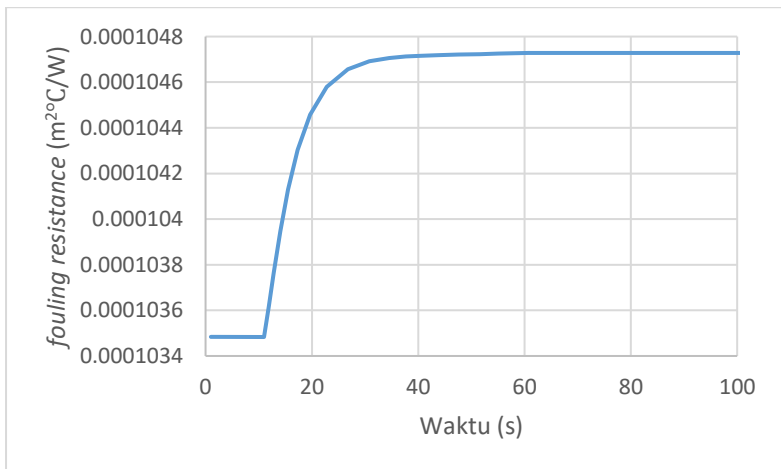
Tabel 4.4 Nilai perubahan *set point* terhadap variabel pembentukan *fouling*.

<i>Shell</i>			<i>Tube</i>		
Variabel	Nilai awal	Nilai akhir	Variabel	Nilai awal	Nilai akhir
m_c (kg/s)	10.77	10.77	m_h (kg/s)	35.77	41.95
T_{ci} (°C)	214	214	T_{hi} (°C)	359	359
T_{co} (°C)	320	340	T_{ho} (°C)	347	343
R_{fs} ($m^2°C/W$)	0.000103	0.000105	R_{ft} ($m^2°C/W$)	0.000623	0.000571
$U_{fouling}$ ($W/m^2°C$)	Nilai awal		367.07		
	Nilai akhir		374.83		
R_{fs} ($m^2°C/W$)			Naik 0.012 %		
R_{ft} ($m^2°C/W$)			Turun 0.083 %		
$U_{fouling}$ ($W/m^2°C$)			Naik 0.021 %		

Berikut pada Gambar 4.4 dan Gambar 4.5 menjelaskan perubahan *fouling resistance* di sisi *shell* dan di sisi *tube* dikarenakan perubahan *set point temperature hot output*



Gambar 4.4 Pengaruh perubahan *set point* terhadap pembentukan *fouling resistance* pada sisi *tube*

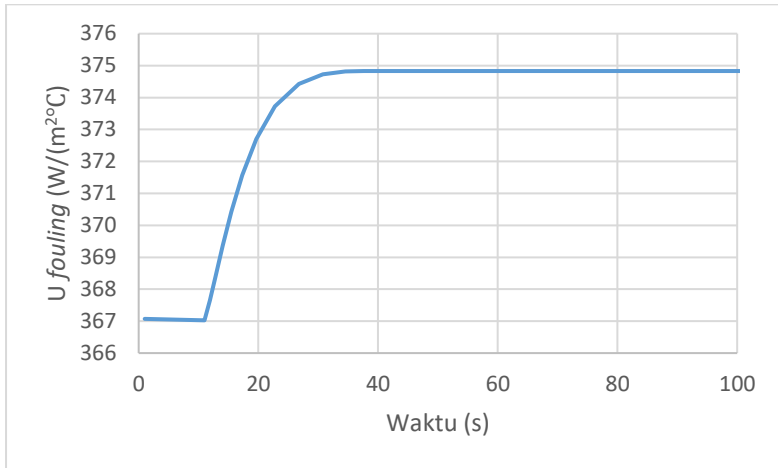


Gambar 4.5 Pengaruh perubahan *set point* terhadap pembentukan *fouling resistance* pada sisi *shell*

Perubahan temperatur fluida dapat mempengaruhi pembentukan *fouling resistance* di sisi *shell* dan *tube*. Pada

perubahan *set point*, jika semakin tinggi nilai *set point temperature cold output*-nya, maka nilai *temperature hot output*-nya akan semakin rendah. Semakin besar *temperature cold output*, maka temperatur rata-rata pada *shell* ($T_{s,avg}$) semakin tinggi yang menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *shell* naik. Semakin rendah *temperature hot output*, maka temperatur rata-rata pada *tube* ($T_{t,avg}$) semakin rendah yang menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *tube* turun

Selain itu, perubahan temperatur juga dapat menyebabkan perubahan *mass flow rate*. Pada kenaikan *set point* temperatur, menyebabkan *mass flow rate hot fluid* mengalami kenaikan. Semakin tinggi *mass flow rate hot fluid* menyebabkan *velocity* naik. Semakin tinggi *velocity* menyebabkan nilai bilangan *Reynold* akan semakin besar, sehingga menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *tube* turun. Persamaan *fouling* dengan menggunakan persamaan Polley bergantung pada perubahan temperatur dan bilangan *Reynold*. Semakin besar nilai temperatur maka *fouling resistance* akan semakin tinggi. Sebaliknya, jika semakin besar nilai bilangan *Reynold* maka *fouling resistance* akan semakin rendah. Hal ini dikarenakan proses penggerusan *fouling* lebih cepat daripada proses pembentukannya.



Gambar 4.6 Pengaruh perubahan *set point* terhadap koefisien perpindahan panas keseluruhan

Nilai *fouling resistance* mempunyai pengaruh langsung terhadap nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*. Semakin tinggi nilai *fouling resistance* di kedua sisi *heat exchanger*, maka koefisien perpindahan panas keseluruhan akan semakin rendah. Pada Gambar 4.4 dan 4.5 dapat dilihat bahwa perubahan *set point temperature cold output* dapat mempengaruhi pembentukan *fouling resistance*. Jadi dapat disimpulkan bahwa perubahan temperatur dapat mempengaruhi perubahan koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*, dengan kondisi perubahan *set point temperature cold output* tersebut juga mempengaruhi variabel proses lain yang dapat mempengaruhi perubahan *fouling resistance*, seperti *mass flow rate* dan temperatur di sisi yang lain. Pada Gambar 4.6 dapat dilihat bahwa semakin tinggi *temperature cold output* maka nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger* akan semakin tinggi. Hal ini dikarenakan *fouling resistance* mempunyai pengaruh langsung terhadap nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*. Semakin tinggi nilai *fouling resistance* pada kedua sisi *heat exchanger*,

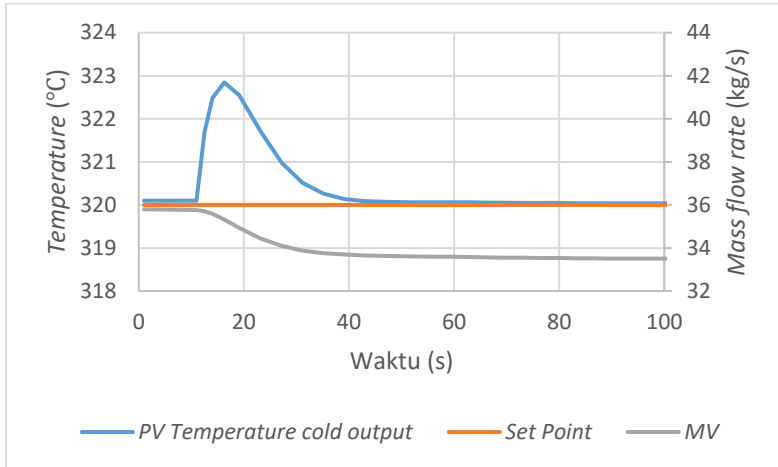
maka koefisien perpindahan panas keseluruhan akan semakin rendah. Untuk menghitung koefisien perpindahan panas keseluruhan, dibutuhkan penjumlahan nilai *fouling resistance* pada kedua sisinya, dan didapatkan hasil koefisien perpindahan panas keseluruhan yang semakin tinggi atau semakin rendah karena penjumlahan tersebut. Pada perubahan *set point* ini, dianalisa bahwa semakin tinggi *set point* sebesar 20 °C maka koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger* akan semakin naik sebesar 7,76 W/m²°C.

4.3 Analisa Uji *Disturbance* Berdasarkan *Fouling Resistance*

Pada sistem pengendalian temperatur pada *heat exchanger*, terdapat *disturbance variable* yang dapat menyebabkan gangguan pada sistem *heat exchanger*. *Disturbance variable* pada *heat exchanger* antara lain: *temperature cold input* (T_{ci}), *temperature hot input* (T_{hi}) dan *mass flow rate cold fluid* (m_c). Berikut analisa uji *disturbance* pada masing-masing variabel yang mempengaruhi.

4.3.1 Analisa Uji *Disturbance Temperature Hot Input* Berdasarkan *Fouling Resistance*

Pengujian dilakukan dengan menaikkan temperatur sebesar 20 °C dari *temperature hot input* berdasarkan fungsi *step*. Tujuan dari pengujian ini adalah untuk melihat apakah sistem pengendali yang dirancang ini mampu menjaga *set point* yang diinginkan meskipun terjadi *disturbance*. Berikut merupakan hasil dari pengujian yang dilakukan:



Gambar 4.7 Respon sistem dengan perubahan *temperature hot input* naik sebesar 20 °C

Dari Gambar 4.7 dapat diketahui karakteristik respon akibat adanya *disturbance* berupa penambahan nilai dari *temperature hot input*, dijabarkan sebagai berikut:

Tabel 4.5 Karakteristik respon pengendali akibat *disturbance temperature hot input*

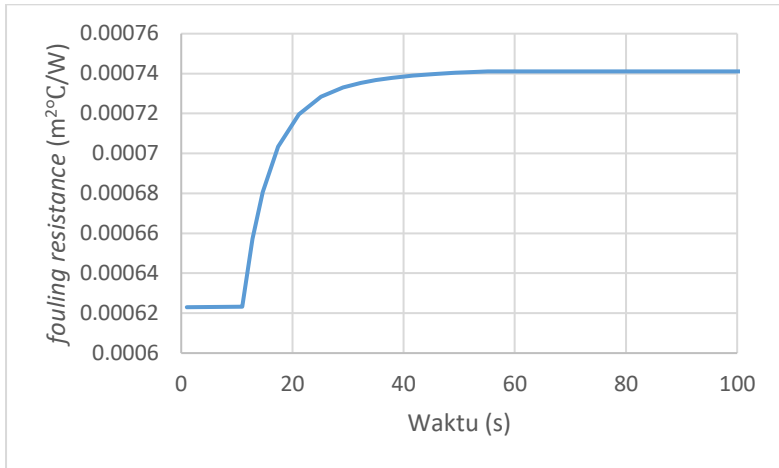
Parameter	Nilai
<i>Integral Absolute Error</i>	14.69 °C

Selain memberikan gangguan pada respon sistem, *disturbance variable* juga dapat mempengaruhi perubahan *fouling resistance*. Pada uji perubahan *disturbance temperature hot input* (T_{hi}), diperoleh hasil perubahan T_{hi} terhadap *fouling resistance* sebagai berikut:

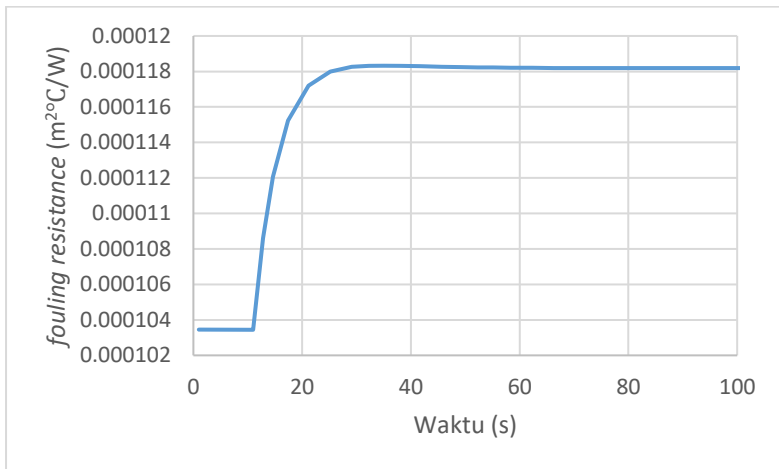
Tabel 4.6 Nilai perubahan *disturbance temperature hot input* terhadap variabel pembentukan *fouling*

<i>Shell</i>			<i>Tube</i>		
Variabel	Nilai awal	Nilai akhir	Variabel	Nilai awal	Nilai akhir
m_c (kg/s)	10.77	10.77	m_h (kg/s)	35.77	33.51
T_{ci} (°C)	214	214	T_{hi} (°C)	359	379
T_{co} (°C)	320	320	T_{ho} (°C)	347	355
R_{fs} ($m^2°C/W$)	0.000103	0.000118	R_{ft} ($m^2°C/W$)	0.000623	0.000741
$U_{fouling}$ ($W/m^2°C$)	Nilai awal		367.07		
	Nilai akhir		350.76		
R_{fs} ($m^2°C/W$)			Naik 0.142 %		
R_{ft} ($m^2°C/W$)			Naik 0.189 %		
$U_{fouling}$ ($W/m^2°C$)			Turun 0.044 %		

Berikut pada Gambar 4.8 dan Gambar 4.9 menjelaskan perubahan *fouling resistance* di sisi *shell* dan di sisi *tube* dikarenakan perubahan *disturbance temperature hot input*



Gambar 4.8 Pengaruh perubahan nilai *disturbance temperature hot input* terhadap *fouling resistance* pada sisi *tube*

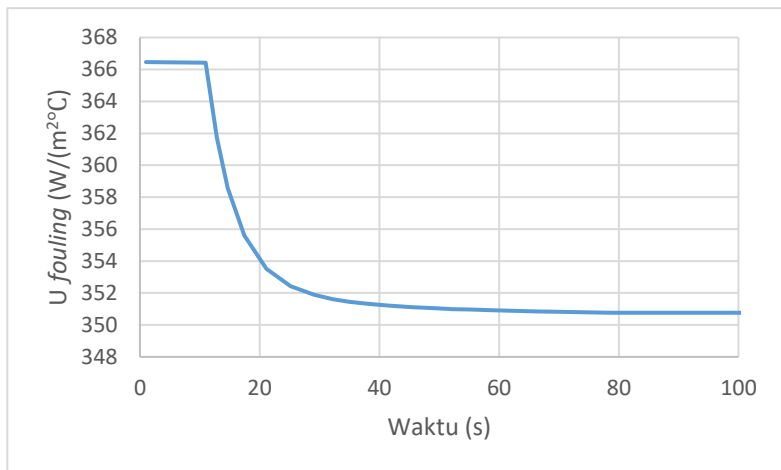


Gambar 4.9 Pengaruh perubahan nilai *disturbance temperature hot input* terhadap *fouling resistance* pada sisi *shell*

Perubahan temperatur fluida dapat mempengaruhi pembentukan *fouling resistance* disisi *shell* dan *tube*. Pada perubahan *disturbance temperature hot input*, jika semakin tinggi

nilai *temperature hot input* -nya, maka nilai *temperature hot output* dan *temperature cold output* akan semakin tinggi. Semakin besar *temperature cold output*, maka *temperature rata-rata pada shell* ($T_{s,avg}$) semakin tinggi yang menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *shell* naik. Semakin tinggi *temperature hot output*, maka *temperatur rata-rata pada tube* ($T_{t,avg}$) semakin tinggi yang menyebabkan *fouling resistance* disisi *tube* naik

Selain itu, perubahan temperatur juga dapat menyebabkan perubahan *mass flow rate*. Pada kenaikan *disturbance temperature hot input*, menyebabkan *mass flow rate hot fluid* mengalami penurunan. Semakin rendah *mass flow rate hot fluid* menyebabkan *velocity* turun. Semakin rendah *velocity* menyebabkan nilai bilangan *Reynold* akan semakin rendah, sehingga menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *tube* naik. Persamaan *fouling* dengan menggunakan persamaan Polley bergantung pada perubahan temperatur dan bilangan *Reynold*. Semakin besar nilai temperatur maka *fouling resistance* akan semakin tinggi. Sebaliknya, jika semakin besar nilai bilangan *Reynold* maka *fouling resistance* akan semakin rendah.

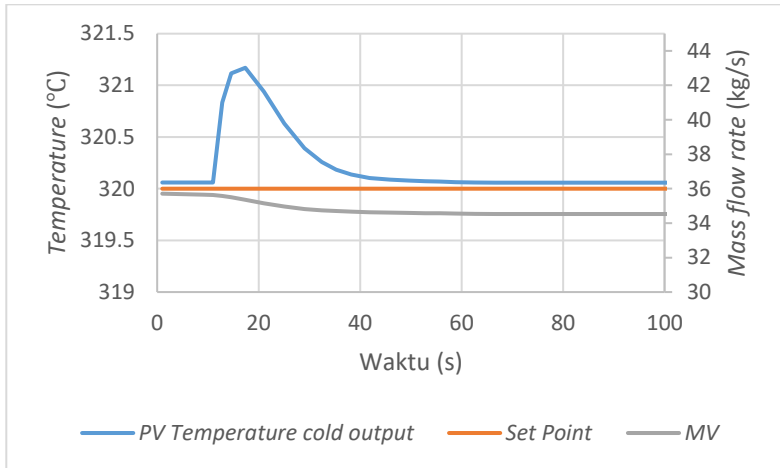


Gambar 4. 10 Pengaruh perubahan nilai *disturbance temperature hot input* terhadap koefisien laju perpindahan panas keseluruhan

Nilai *fouling resistance* mempunyai pengaruh langsung terhadap nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*. Semakin tinggi nilai *fouling resistance* pada kedua sisi *heat exchanger*, maka koefisien perpindahan panas keseluruhan akan semakin rendah. Pada Gambar 4.7 dan 4.8 dapat dilihat bahwa perubahan *disturbance temperature hot input* dapat mempengaruhi pembentukan *fouling resistance*. Jadi dapat disimpulkan bahwa perubahan temperatur dapat mempengaruhi perubahan koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*, dengan kondisi perubahan *disturbance temperature hot input* tersebut juga mempengaruhi variabel proses lain yang dapat mempengaruhi perubahan *fouling resistance*, seperti *mass flow rate* dan temperatur di sisi yang lain. Pada Gambar 4.10 dapat dilihat bahwa semakin tinggi *temperature hot input* maka nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger* akan semakin turun. Hal ini dikarenakan *fouling resistance* mempunyai pengaruh langsung terhadap nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*. Semakin tinggi nilai *fouling resistance* pada kedua sisi *heat exchanger*, maka koefisien perpindahan panas keseluruhan akan semakin rendah. Untuk menghitung koefisien perpindahan panas keseluruhan, dibutuhkan penjumlahan nilai *fouling resistance* pada kedua sisinya, dan didapatkan hasil koefisien perpindahan panas keseluruhan yang semakin tinggi atau semakin rendah karena penjumlahan tersebut. Pada perubahan *disturbance temperature hot input* ini, dianalisa bahwa semakin tinggi *disturbance* sebesar 20 °C maka koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger* akan semakin rendah sebesar 16,47 W/m²°C.

4.3.2 Analisa Uji *Disturbance Temperature Cold Input* Berdasarkan *Fouling Resistance*

Berikut pada Gambar 4.11 menjelaskan perubahan respon proses variabel *temperature cold output* dikarenakan perubahan *disturbance temperature cold input*



Gambar 4.11 Respon sistem dengan perubahan *temperature cold input* naik sebesar 20°C

Dari Gambar 4.11 dapat diketahui karakteristik respon akibat adanya *disturbance* berupa penambahan dan pengurangan nilai dari *temperature cold input*, dijabarkan sebagai berikut:

Tabel 4.7 Karakteristik respon pengendali akibat *disturbance temperature cold input*

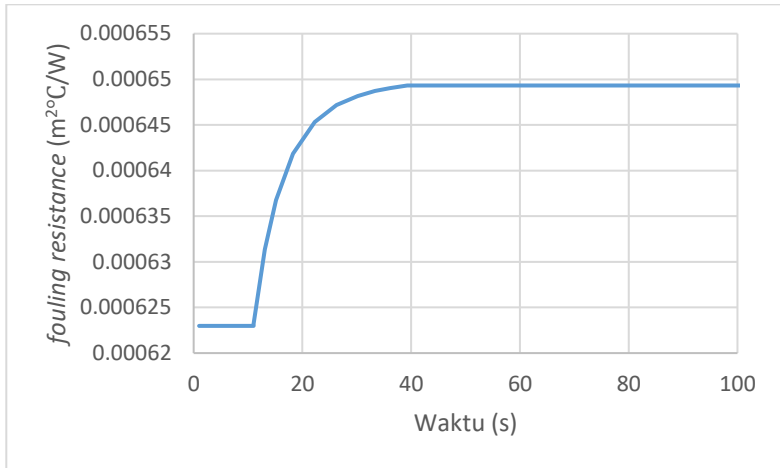
No	Parameter	Nilai
1	<i>Integral Absolute Error</i>	7.43 °C

Pada uji perubahan *disturbance temperature cold input* (T_{ci}) diperoleh hasil perubahan T_{ci} terhadap *fouling resistance* sebagai berikut:

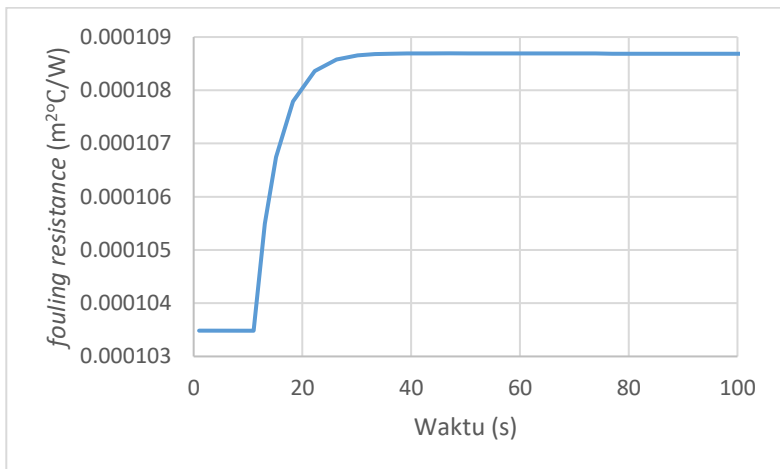
Tabel 4.8 Nilai perubahan *disturbance temperature cold input* terhadap variabel pembentukan *fouling*

<i>Shell</i>			<i>Tube</i>		
Variabel	Nilai awal	Nilai akhir	Variabel	Nilai awal	Nilai akhir
m_c (kg/s)	10.77	10.77	m_h (kg/s)	35.77	34.53
T_{ci} (°C)	214	234	T_{hi} (°C)	359	359
T_{co} (°C)	320	320	T_{ho} (°C)	347	351
R_{fs} ($m^2°C/W$)	0.000103	0.000109	R_{ft} ($m^2°C/W$)	0.000623	0.000649
$U_{fouling}$ ($W/m^2°C$)	Nilai awal		367.07		
	Nilai akhir		362.36		
R_{fs} ($m^2°C/W$)			Naik 0.05 %		
R_{ft} ($m^2°C/W$)			Naik 0.042 %		
$U_{fouling}$ ($W/m^2°C$)			Turun 0.012 %		

Berikut pada Gambar 4.12 dan Gambar 4.13 menjelaskan perubahan *fouling resistance* di sisi *shell* dan di sisi *tube* dikarenakan perubahan *disturbance temperature cold input*



Gambar 4.12 Pengaruh perubahan nilai *disturbance temperature cold input* terhadap *fouling resistance* pada sisi *tube*

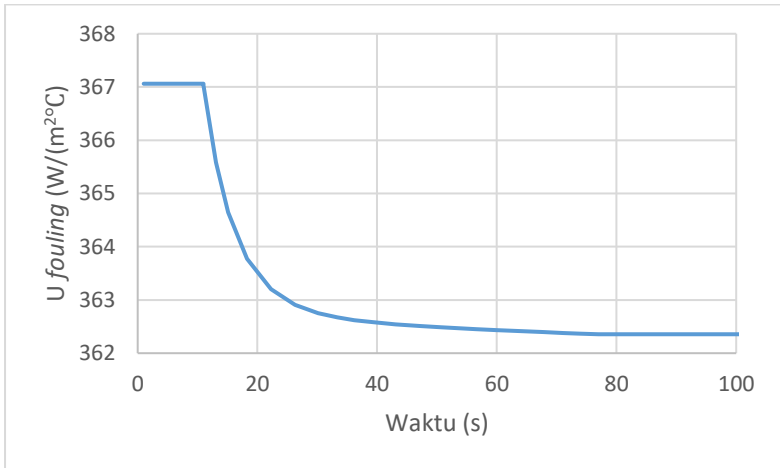


Gambar 4.13 Pengaruh perubahan nilai *disturbance temperature cold input* terhadap *fouling resistance* pada sisi *shell*

Perubahan temperatur fluida dapat mempengaruhi pembentukan *fouling resistance* disisi *shell* dan *tube*. Pada perubahan *disturbance temperature cold input*, jika semakin

tinggi nilai *temperature cold input*-nya, maka nilai *temperature hot output* akan semakin tinggi. Semakin besar *temperature cold input*, maka temperatur rata-rata pada *shell* ($T_{s,avg}$) semakin tinggi yang menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *shell* naik. Semakin tinggi *temperature hot output*, maka temperatur rata-rata pada *tube* ($T_{t,avg}$) semakin tinggi yang menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *tube* naik

Selain itu, perubahan temperatur juga dapat menyebabkan perubahan *mass flow rate*. Pada kenaikan *disturbance temperature cold input*, menyebabkan *mass flow rate hot fluid* mengalami penurunan. Semakin rendah *mass flow rate hot fluid* menyebabkan *velocity* turun. Semakin rendah *velocity* menyebabkan nilai bilangan *Reynold* akan semakin rendah, sehingga menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *tube* naik.



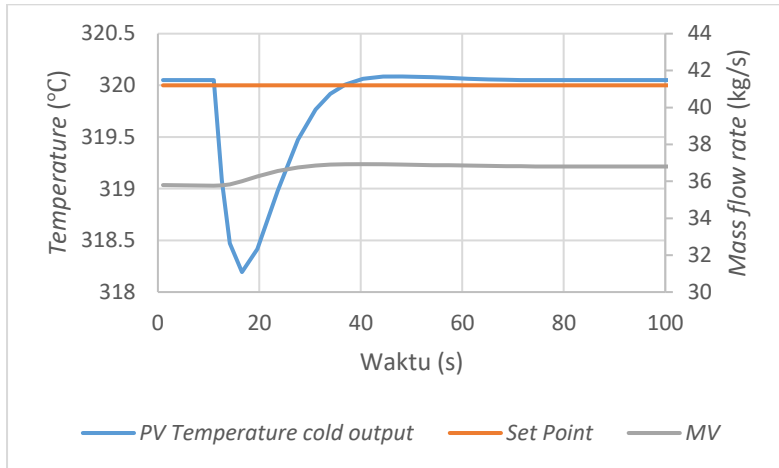
Gambar 4. 14 Pengaruh perubahan nilai *disturbance temperature cold input* terhadap koefisien laju perpindahan panas

Nilai *fouling resistance* mempunyai pengaruh langsung terhadap nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*. Semakin tinggi nilai *fouling resistance* pada kedua sisi *heat exchanger*, maka koefisien perpindahan panas keseluruhan

akan semakin rendah. Pada Gambar 4.13 dan 4.14 dapat dilihat bahwa perubahan *disturbance temperature cold input* dapat mempengaruhi pembentukan *fouling resistance*. Jadi dapat disimpulkan bahwa perubahan temperatur dapat mempengaruhi perubahan koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*, dengan kondisi perubahan *disturbance temperature cold input* tersebut juga mempengaruhi variabel proses lain yang dapat mempengaruhi perubahan *fouling resistance*, seperti *mass flow rate* dan temperatur di sisi yang lain. Pada Gambar 4.15 dapat dilihat bahwa semakin tinggi *temperature cold input* maka nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger* akan semakin turun. Hal ini dikarenakan *fouling resistance* mempunyai pengaruh langsung terhadap nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*. Semakin tinggi nilai *fouling resistance* pada kedua sisi *heat exchanger*, maka koefisien perpindahan panas keseluruhan akan semakin rendah. Untuk menghitung koefisien perpindahan panas keseluruhan, dibutuhkan penjumlahan nilai *fouling resistance* pada kedua sisinya, dan didapatkan hasil koefisien perpindahan panas keseluruhan yang semakin tinggi atau semakin rendah karena penjumlahan tersebut. Pada perubahan *disturbance temperature cold input* ini, dianalisa bahwa semakin tinggi *disturbance* sebesar 20°C maka koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger* akan semakin rendah sebesar $4,71 \text{ W/m}^2\text{C}$.

4.3.3 Analisa Uji *Disturbance Mass Flow Rate Cold Fluid* Berdasarkan *Fouling Resistance*

Berikut pada Gambar 4.16 menjelaskan perubahan respon proses variabel *temperature cold output* dikarenakan perubahan *disturbance mass flow rate cold fluid*.



Gambar 4. 15 Respon sistem dengan perubahan *mass flow rate cold fluid* naik sebesar 2 kg/s

Dari Gambar 4.16 dapat diketahui karakteristik respon akibat adanya *disturbance* berupa penambahan nilai dari *mass flow rate cold fluid*, dijabarkan sebagai berikut

Tabel 4.9 Karakteristik respon pengendali akibat *disturbance mass flow rate cold fluid*

No	Parameter	Nilai
1	<i>Integral Absolute Error</i>	9.23 kg/s

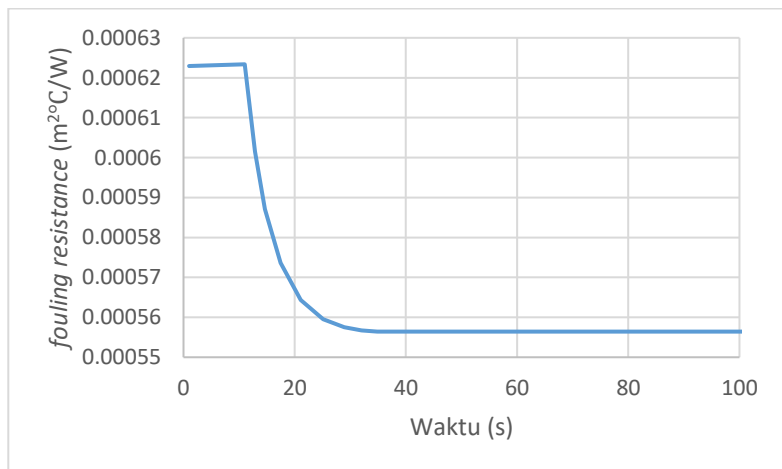
Pada uji perubahan *disturbance mass flow rate cold fluid* (m_c) diperoleh hasil perubahan m_c terhadap *fouling resistance* sebagai berikut:

Tabel 4.10 Nilai perubahan *disturbance mass flow rate cold fluid* terhadap variabel pembentukan *fouling*

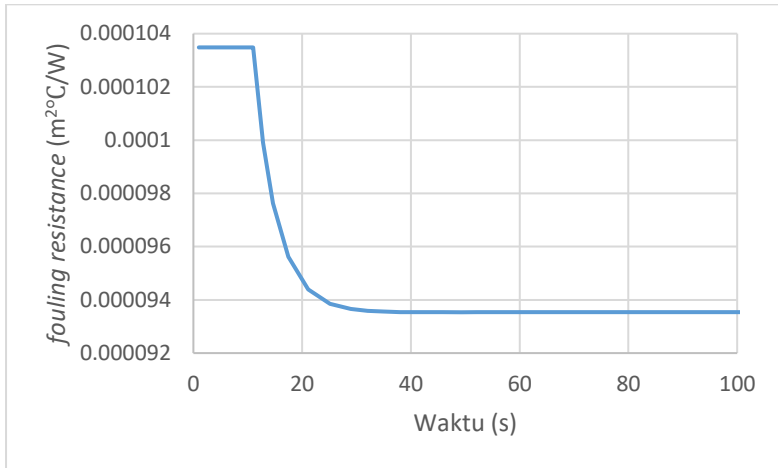
<i>Shell</i>			<i>Tube</i>		
Variabel	Nilai	Nilai	Variabel	Nilai	Nilai

	awal	akhir		awal	akhir
m_c (kg/s)	10.77	12.77	m_h (kg/s)	35.77	36.81
T_{ci} (°C)	214	214	T_{hi} (°C)	359	359
T_{co} (°C)	320	320	T_{ho} (°C)	347	341
R_{fs} ($m^2\text{°C}/W$)	0.000103	0.000093	R_{ft} ($m^2\text{°C}/W$)	0.000623	0.000556
$U_{fouling}$ ($W/m^2\text{°C}$)	Nilai awal		367.07		
	Nilai akhir		377.05		
R_{fs} ($m^2\text{°C}/W$)			Turun 0.096 %		
R_{ft} ($m^2\text{°C}/W$)			Turun 0.106 %		
$U_{fouling}$ ($W/m^2\text{°C}$)			Naik 0.027 %		

Berikut pada Gambar 4.17 dan Gambar 4.18 menjelaskan perubahan *fouling resistance* di sisi *shell* dan di sisi *tube* dikarenakan perubahan *disturbance mass flow rate cold fluid*



Gambar 4. 16 Pengaruh perubahan nilai *disturbance mass flow rate cold fluid* terhadap *fouling resistance* pada sisi *tube*

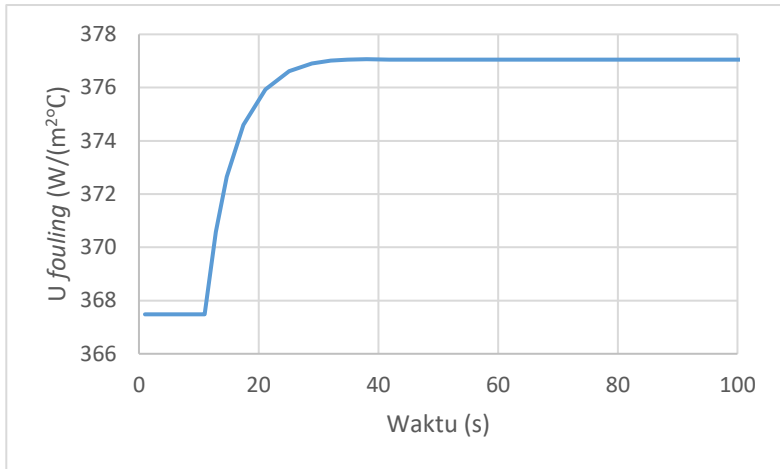


Gambar 4. 17 Pengaruh perubahan nilai *disturbance mass flow rate cold fluid* terhadap *fouling resistance* pada sisi *shell*

Perubahan *mass flow rate* fluida dapat mempengaruhi pembentukan *fouling resistance* disisi *shell* dan *tube*. Pada perubahan *disturbance mass flow rate cold fluid*, jika semakin tinggi nilai *mass flow rate cold fluid*-nya, maka nilai *temperature hot output* akan semakin rendah. Semakin rendah *temperature hot output*, maka *temperature rata-rata* pada *tube* ($T_{t,avg}$) semakin rendah yang menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *tube* turun.

Semakin tinggi *mass flow rate cold fluid* menyebabkan *velocity* naik. Semakin tinggi *velocity* menyebabkan nilai bilangan *Reynold* akan semakin besar, sehingga menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *shell* turun. Selain itu, pada kenaikan *disturbance mass flow rate cold fluid*, menyebabkan *mass flow rate hot fluid* juga mengalami kenaikan. Semakin tinggi *mass flow rate hot fluid* menyebabkan *velocity* naik. Semakin tinggi *velocity* menyebabkan nilai bilangan *Reynold* akan semakin besar, sehingga menyebabkan *fouling resistance* pada sisi *tube* turun. Persamaan *fouling* dengan menggunakan persamaan Polley bergantung pada perubahan temperatur dan bilangan *Reynold*. Semakin besar nilai temperatur maka *fouling resistance* akan

semakin tinggi. Sebaliknya, jika semakin besar nilai bilangan *Reynold* maka *fouling resistance* akan semakin rendah. Hal ini dikarenakan proses penggerusan *fouling* lebih cepat daripada proses pembentukannya.



Gambar 4. 18 Pengaruh perubahan nilai *disturbance mass flow rate cold fluid* terhadap koefisien laju perpindahan panas

Nilai *fouling resistance* mempunyai pengaruh langsung terhadap nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*. Semakin tinggi nilai *fouling resistance* pada kedua sisi *heat exchanger*, maka koefisien perpindahan panas keseluruhan akan semakin rendah. Pada Gambar 4.18 dan 4.19 dapat dilihat bahwa perubahan *disturbance mass flow rate cold fluid* dapat mempengaruhi pembentukan *fouling resistance*. Jadi dapat disimpulkan bahwa perubahan *mass flow rate* fluida dapat mempengaruhi perubahan koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*, dengan kondisi perubahan *disturbance mass flow rate cold fluid* tersebut juga mempengaruhi variabel proses lain yang dapat mempengaruhi perubahan *fouling resistance*, seperti *mass flow rate* dan temperatur di sisi yang lain. Pada Gambar 4.20 dapat dilihat bahwa semakin tinggi *mass flow*

rate cold fluid maka nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger* akan semakin turun. Hal ini dikarenakan *fouling resistance* mempunyai pengaruh langsung terhadap nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger*. Semakin tinggi nilai *fouling resistance* pada kedua sisi *heat exchanger*, maka koefisien perpindahan panas keseluruhan akan semakin rendah. Untuk menghitung koefisien perpindahan panas keseluruhan, dibutuhkan penjumlahan nilai *fouling resistance* di kedua sisinya, dan didapatkan hasil koefisien perpindahan panas keseluruhan yang semakin tinggi atau semakin rendah karena penjumlahan tersebut. Pada perubahan *disturbance mass flow rate cold fluid* ini, dianalisa bahwa semakin tinggi *disturbance* sebesar 2 kg/s maka koefisien perpindahan panas keseluruhan pada *heat exchanger* akan semakin naik sebesar 9,98 W/m²°C.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil dari tugas akhir yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan diantaranya sebagai berikut:

- a. Dari hasil simulasi pengendalian temperatur pada *heat exchanger* dengan analisa *fouling*, didapatkan hasil bahwa perubahan nilai *set point* dan *disturbance* berpengaruh pada perubahan *fouling resistance* dan koefisien perpindahan panas.
- b. Simulasi dilakukan dengan menguji perubahan pada *set point* dan *disturbance*. Pada variabel proses temperatur dilakukan uji naik sebesar 20 °C, dan pada variabel *mass flow rate* dilakukan uji naik sebesar 2 kg/s. Dengan hasil simulasi yaitu pada perubahan *set point*, jika semakin tinggi nilai *temperature cold output*-nya maka *fouling resistance* pada sisi *shell* akan bertambah dan pada sisi *tube* akan berkurang, dan menyebabkan *U fouling* akan bertambah sebesar sebesar 7,76 W/m²°C. Pada perubahan *disturbance temperature hot input*, jika semakin tinggi T_{hi} nya maka *fouling resistance* pada sisi *shell* dan *tube* akan bertambah, dan menyebabkan *U fouling* akan berkurang 16,47 W/m²°C. Pada perubahan *disturbance temperature cold input*, jika semakin tinggi T_{ci} nya maka *fouling resistance* pada sisi *shell* dan *tube* akan bertambah dan menyebabkan *U fouling* akan berkurang sebesar 4,71 W/m²°C. Pada perubahan *disturbance mass flow cold input*, jika semakin tinggi m_c nya maka *fouling resistance* pada sisi *shell* dan *tube* akan berkurang, dan menyebabkan *U fouling* akan bertambah sebesar 9,98 W/m²°C

5.2 Saran

Dari hasil tugas akhir ini dapat diberikan saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya yaitu dibutuhkan penelitian yang membuktikan bahwa pengendalian temperatur pada *heat*

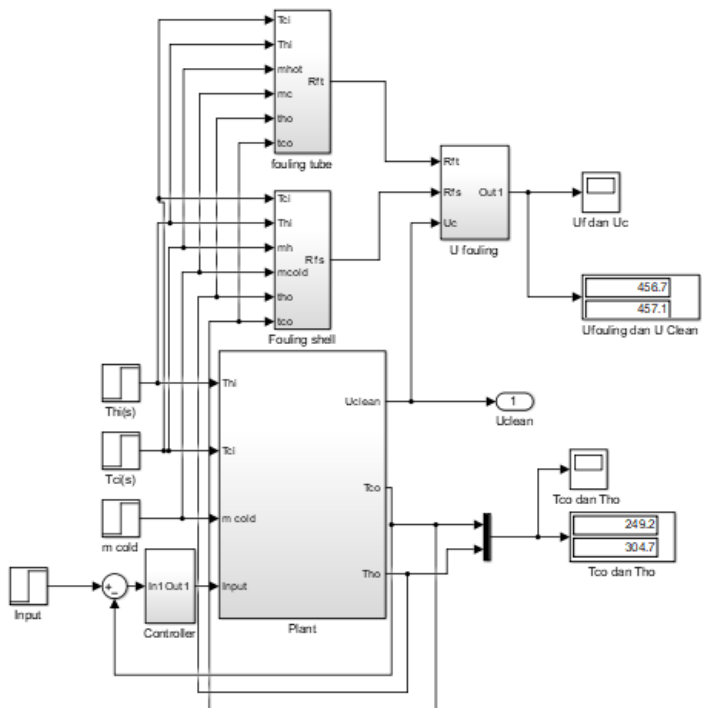
exchanger dapat mempengaruhi perubahan *fouling resistance* dengan jangka waktu penelitian yang lama

DAFTAR PUSTAKA

- [1] P. Dusan, "A Reconsideration Of The Definition Of A Heat Exchanger," vol. 1, no. 5, pp. 1–3, 1990.
- [2] M. Ratel and B. Vinet, "Investigaton Of Fouling Rates In A Heat Exchanger Using An Innovative Fouling Rig," vol. 2013, pp. 36–41, 2013.
- [3] M. Markowski and K. Urbaniec, "Optimal Cleaning Schedule For Heat Exchangers In A Heat Exchanger Network," vol. 25, pp. 1019–1032, 2005.
- [4] J. Nesta and C. A. Bennett, "Fouling Mitigation By Design," 2016.
- [5] K. Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, Second. New York: CRC Press, 2013.
- [6] S. K. Patel and A. M. Mavani, "Shell & Tube Heat Exchanger Thermal Design With Optimization Of Mass Flow Rate And Baffle," *Int. J. Adv. Eng. Res. Stud.*, 2012.
- [7] D. Kern, *Process Heat Transfer*. Tokyo: McGraw-Hill International Book Company, 1950.
- [8] D. I. Wilson, G. T. Polley, and S. J. Pugh, "Ten Years of Ebert, Panchal and The 'Threshold Fouling' Concept," 2014.
- [9] K. Ogata, *Modern Control Engineering*, Fifth. New Jersey: Pearson Education, Inc, 2010.
- [10] T. E. Marlin, *Process Control Designing Processes And Control Systems For Dynamic Performance*, Second. Singapore: McGraw-Hill Book Company, 2000.
- [11] K. Ogata, *System Dynamics*, Fourth. New Jersey: Pearson Education, Inc, 2004.
- [12] A. A. A. Emhemed, A. Alsseid, and D. Hanafi, "Modelling and Controller Design for Temperature Control of Power Plant Heat Exchanger," vol. 5, no. 3, pp. 49–53, 2017.

LAMPIRAN

Perancangan blok sistem pengendalian temperatur pada *heat exchanger* dengan analisa *fouling resistance*



BIODATA PENULIS

DIO RATRIYADI ROMADON



Penulis menempuh pendidikan formal di SDN Gading I Surabaya (2002-2008), SMPN 9 Surabaya (2008-2011), SMAN 9 Surabaya (2011-2014), dan Teknik Fisika ITS (2014-sekarang). Penulis selama masa perkuliahan telah aktif dalam beberapa organisasi kemahasiswaan diantaranya menjadi pengurus Himpunan Mahasiswa Teknik Fisika ITS dan menjadi asisten Laboratorium Rekayasa Instrumentasi dan Kontrol, serta Barakasa Teknik Fisika ITS.

. Pada bulan Juli 2018 penulis telah menyelesaikan tugas akhir dengan judul **“PENGARUH PENGENDALIAN TEMPERATUR TERHADAP PEMBENTUKAN FOULING PADA HEAT EXCHANGER”**. Bagi pembaca yang memiliki kritik dan saran atau ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir ini, dapat menghubungi penulis melalui e-mail dioratriyadi@gmail.com