



TUGAS AKHIR - TF 181801

PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN TEMPERATUR *NEW COOLER* PADA *MP COMPRESSOR* DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN MENGGUNAKAN UDARA SEBAGAI MEDIA PENDINGIN

**ERNEST NOVIAN REYNALDI
NRP. 0231154000099**

**Dosen Pembimbing :
Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA**

**DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019**



TUGAS AKHIR - TF 181801

PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN TEMPERATUR *NEW COOLER* PADA *MP COMPRESSOR* DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN MENGGUNAKAN UDARA SEBAGAI MEDIA PENDINGIN

**ERNEST NOVIAN REYNALDI
NRP. 0231154000099**

Dosen Pembimbing :
Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA

**DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2019**



FINAL PROJECT - TF 181801

**DESIGN OF TEMPERATURE CONTROL SYSTEM ON MP
COMPRESSOR'S NEW COOLER AT PT. SAKA INDONESIA
PANGKAH LIMITED USING AIR AS COOLING MEDIA**

**ERNEST NOVIAN REYNALDI
NRP. 0231154000099**

**Advisor Lecturer :
Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA**

**ENGINEERING PHYSICS DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2019**

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan dibawah ini

Nama : Ernest Novian Reynaldi
NRP : 0231154000099
Departemen / Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul **“PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN TEMPERATUR *NEW COOLER* PADA *MP COMPRESSOR* DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN MENGGUNAKAN UDARA SEBAGAI MEDIA PENDINGIN”** adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 15 Juli 2019

Yang membuat pernyataan,



Ernest Novian Reynaldi
NRP.0231154000099

**LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR**

**PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN
TEMPERATUR *NEW COOLER* PADA *MP COMPRESSOR*
DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN
MENGUNAKAN UDARA SEBAGAI MEDIA PENDINGIN**

Oleh:

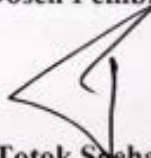


Ernest Novian Reynaldi

NRP.02311540000099

Surabaya, 15 Juli 2019

**Menyetujui,
Dosen Pembimbing**



Dr. Ir. Totok Sochartanto, DEA

NIPN.19650309 199002 1 001

Mengetahui,

**Ketua Departemen
Teknik Fisika FTI-ITS**



Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.

NIPN. 19780902 200312 1 002

**PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN
TEMPERATUR *NEW COOLER* PADA *MP COMPRESSOR*
DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN
MENGUNAKAN UDARA SEBAGAI MEDIA
PENDINGIN**

**PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN
TEMPERATUR *NEW COOLER* PADA *MP COMPRESSOR*
DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN
MENGUNAKAN UDARA SEBAGAI MEDIA
PENDINGIN**




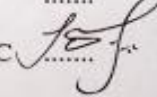
TUGAS AKHIR

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

Oleh:

ERNEST NOVIAN REYNALDI
NRP.0231154000099

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

- | | | |
|---|---|-----------------|
| 1. Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA. |  | (Pembimbing) |
| 2. Ir. Matradji, M.Kom |  | (Ketua Penguji) |
| 3. Hendra Cordova, S.T., M.T. |  | (Penguji II) |
| 4. Moh. Kamalul Wafi, S.T., M.T., D.I.C |  | (Penguji III) |

**SURABAYA
JULI, 2019**

**PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN
TEMPERATUR *NEW COOLER* PADA *MP
COMPRESSOR* DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH
LIMITED DENGAN MENGGUNAKAN UDARA
SEBAGAI MEDIA PENDINGIN**

Nama : Ernest Novian Reynaldi
NRP : 0231154000099
Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA

ABSTRAK

Berdasarkan data di lapangan, temperatur pada *outlet* kompresor cenderung tinggi yakni 165 °C, hampir menyentuh batas *alarm high high* yakni pada temperatur 170 °C, sehingga sangat berpotensi *shut down*. Pemilihan *air cooled heat exchanger* guna menurunkan temperatur gas hidrokarbon, berdasarkan *cooling load* dan properti udara sekitar sebagai media pendingin. Pemilihan *air cooled heat exchanger* harus memiliki luasan permukaan minimum sebesar 1431,327 m². Kemudian dilakukan perancangan sistem pengendalian temperature *air cooled heat exchanger* dengan menambahkan pengendali mode PI dan PID yang diperoleh *tuning* metode Kurva Reaksi. Mode PI dan PID cocok karena mampu mencapai set point. Diperoleh hasil respon yang stabil, *rise time* 24 detik, *settling time* 35 detik % dan *overshoot* 0% pada mode PI dengan Kp sebesar 8,6 dan Ti sebesar 2,06 serta *rise time* 22,05 detik, *settling time* 43,2 detik dan *overshoot* 0% pada mode PID dengan Kp sebesar 8,6 Ti sebesar 2,06 dan Td sebesar 0,3449.

Kata Kunci : *Air Cooled Heat Exchanger, Pemodelan, Sistem Pengendalian Temperatur, Rise Time, Settling Time, Overshoot*

DESIGN OF TEMPERATURE CONTROL SYSTEM OF NEW COOLER ON MP COMPRESSOR IN PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED BY USING AIR AS A COOLING MEDIA

Name : Ernest Novian Reynaldi
NRP : 0231154000009
Department : Teknik Fisika FTI-ITS
Advisor Lecturer : Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA

ABSTRACT

According to the data, compressor's outlet temperature tends to be high at 165 °C almost reached high-high alarm limit which is at 170 °C, so the shut down probability is high. Therefore it's necessary to choose a cooling device namely air cooled heat exchanger to reduce hydrocarbon gas temperature. The selection of air cooled heat exchanger must have a minimum surface area of 1431,327 m². After that, the design of a temperature control system was built by adding controller with PI and PID mode which tuned well by Reaction Curve method. Only PI and PID mode are suitable. So that K_p is obtained at 8,6 and T_i is at 2,06 on PI mode and K_p is 11,002, T_i is 2,195 and T_d is 0,3449 on PID mode. The temperature control system simulation was done in Simulink software. The obtained output temperature tends to be stable, rise time is about 24 seconds, settling time is about 35 seconds to achieve an error of 2% and 0% overshoot on PI mode and rise time is about 22,05 seconds, settling time is about 43,2 seconds to achieve an error of 2% and 0% overshoot on PID mode.

Keywords: *Air Cooled Heat Exchanger, Modelling, Temperature Control System, Rise Time, Settling Time, Overshoot*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW sehingga dapat terselesaikannya tugas akhir beserta laporan tugas akhir yang berjudul **“PERANCANGAN SISTEM PENGENDALIAN TEMPERATUR *NEW COOLER* PADA *MP COMPRESSOR* DI PT. SAKA INDONESIA PANGKAH LIMITED DENGAN MENGGUNAKAN UDARA SEBAGAI MEDIA PENDINGIN”**.

Penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian tugas akhir dan laporan tugas akhir ini. Penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Mama, Papa dan Keluarga Besar atas segala, doa, perhatian, serta dukungan moril dan materiil yang telah diberikan.
2. Bapak Agus Muhamad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D selaku Ketua Departemen Teknik Fisika ITS yang telah memberikan ilmu, bimbingan serta sarana dan prasarana selama menempuh pendidikan di Teknik Fisika ITS.
3. Bapak Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA. selaku dosen pembimbing yang telah dengan sabar memberikan petunjuk, ilmu, motivasi serta bimbingan dalam pengerjaan tugas akhir ini.
4. Seluruh dosen Teknik Fisika ITS atas segala ilmu, bimbingan, petunjuk, dan nasihat yang sangat bermanfaat serta seluruh civitas akademika Teknik Fisika ITS, terima kasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.
5. Seluruh teman seperjuangan dalam tugas akhir terima kasih atas bantuan dan kerjasamanya.

6. Seluruh teman-teman asisten Lab. Workshop Instrumentasi, terimakasih.
7. Seluruh teman-teman mahasiswa Departemen Teknik Fisika ITS angkatan 2015 terima kasih telah menjadi teman seperjuangan dalam menuntut ilmu.
8. Teman-teman kelas A yang selalu menjadi teman belajar dari semester 1 sampai semester 8.
9. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas bantuannya

Penulis sadar bahwa penulisan laporan tugas akhir ini masih terdapat kekurangan. Namun, semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Fisika ITS khususnya, dan civitas akademika ITS pada umumnya. Semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan tugas akhir bagi mahasiswa lainnya.

Surabaya, 15 Juli 2019

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
COVER PAGE	ii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME	iii
ABSTRAK	vi
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Sistematika Laporan	4
BAB II TEORI PENUNJANG	7
2.1 <i>Central Processing Platform Unit</i>	7
2.2 Sistem Pendinginan Gas Hidrokarbon pada <i>Air Cooled Heat Exchanger</i>	8
2.3 Motor DC dan <i>Fan</i>	15
2.4 <i>Temperature Transmitter</i>	17
2.5 Sistem Pengendalian <i>Temperature</i> pada <i>Air Cooled Heat Exchanger</i>	19
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	25

3.1 Identifikasi Parameter Proses pada <i>MP Compressor Suction Scrubber</i>	25
3.2 Pemilihan <i>Air Cooled Heat Exchanger</i>	27
3.3 Pemodelan <i>Air Cooled Heat Exchanger</i> , Motor DC dengan <i>Fan, Temperature Transmitter</i>	32
3.3.1 Pemodelan <i>Air Cooled Heat Exchanger</i>	32
3.3.2 Pemodelan Motor DC dengan Fan	35
3.3.3 Pemodelan <i>Temperature Transmitter</i>	40
3.4 Perancangan dan Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur pada <i>Air Cooled Heat Exchanger</i> dengan Media Udara ..	42
3.5 Analisa Hasil Kinerja Sistem Pengendalian Temperatur pada <i>Air Cooled Heat Exchanger</i>	51
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....	53
4.1 Analisa Data	53
4.2 Pembahasan	65
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	69
5.1 Kesimpulan.....	69
5.2 Saran.....	70
DAFTAR PUSTAKA	71
LAMPIRAN A.....	75
LAMPIRAN B	77
LAMPIRAN C.....	80
LAMPIRAN D.....	82
LAMPIRAN E	84
LAMPIRAN F	86
LAMPIRAN G.....	87
BIODATA PENULIS	88

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Central Processing Platform Unit (Yudanto, 2018).	7
Gambar 2.2 Sistem Pendinginan Gas Hidrokarbon. (Facilities, 2019)	8
Gambar 2.3 Air cooled heat exchanger (Technologies, 2019). ...	8
Gambar 2.4 Prinsip Kerja Air Cooled Heat Exchanger (T. Ahmed, A Review of Gravity Three-Phase Separator, 2017).....	9
Gambar 2.5 Motor DC (Sources, 2019).	15
Gambar 2.6 Fan pada Air Cooled Heat Exchanger (Farabard.IR, 2019)	16
Gambar 2.7 Sensor RTD (Automation Technologies Online, n.d.)	18
Gambar 2.8 Sistem Pengendalian Temperatur (Ogata, 2004). ..	19
Gambar 2.9 Rancangan Piping & Instrumentation Diagram pada Air Cooled Heat Exchanger.....	20
Gambar 2.10 Beberapa Parameter Metode Kurva Reaksi (Coughanowr, 1991).....	22
Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir.	25
Gambar 3.2 Lokasi Pengukuran Data pada <i>Process Flow Diagram</i> CPP Unit (Facilities, 2019).....	26
Gambar 3.3 Pemasangan Air Cooled Heat Exchanger di PT. Saka Indonesia Pangkah Limited. (Facilities, 2019)	27
Gambar 3.4 Pemodelan Proses Pelepasan Panas Secara Konveksi oleh Air Cooled Heat Exchanger pada Simulink.	35
Gambar 3.5 Blok Diagram Gain Motor DC pada Simulink	37
Gambar 3.6 Blok Diagram Motor DC dengan Fan dengan Pengondisian Sinyal pada Simulink.	39
Gambar 3.7 Blok Diagram Tunggal Motor DC dengan Fan pada Simulink.	39
Gambar 3.8 Blok Diagram Temperature Transmitter pada Software Simulink.	41
Gambar 3.9 Sistem Pengendalian Temperatur pada Air Cooled Heat Exchanger (Ogata, 2004).	43

Gambar 3.10 Diagram Blok Sistem Pengendalian Temperatur pada Air Cooled Heat Exchanger.	43
Gambar 3.11 Pemberian Sinyal Uji Input Kecepatan Udara pada Air Cooled Heat Exchanger.....	44
Gambar 3.12 Kurva Reaksi Respon dinamik Air Cooled Heat Exchanger.	45
Gambar 3.13 Hasil Pengamatan Kurva Reaksi pada Respon Dinamik Sistem Pengendalian Temperatur.	45
Gambar 3.14 Tuning Pengendali mode P pada software Simulink.	47
Gambar 3.15 Tuning Pengendali mode PI pada software Simulink.....	48
Gambar 3.16 Tuning Pengendali mode PID pada software Simulink.....	50
Gambar 4.1 Hasil Simulasi Validasi Pemodelan Air Cooled Heat Exchanger Pada Software Simulink.	53
Gambar 4.2 Hasil Simulasi Validasi Motor DC dengan Fan Pada Software Simulink.....	54
Gambar 4.3 Hasil Simulasi Validasi Temperature Transmitter Pada Software Simulink.	55
Gambar 4.4 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur Mode P Pada Software Simulink.....	56
Gambar 4.5 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur Mode PI Pada Software Simulink.	56
Gambar 4.6 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 34 °C	57
Gambar 4.7 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 36 °C	58
Gambar 4.8 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 38 °C	58
Gambar 4.9 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 45 °C	59
Gambar 4.10 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan Variasi Sinyal Input Set Point Temperature 40 °C	59
Gambar 4.11 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur Mode PD Pada Software Simulink.	60

Gambar 4.12 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur Mode PID Pada Software Simulink.....	61
Gambar 4.13 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 34 °C.....	62
Gambar 4.14 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 36 °C.....	62
Gambar 4.15 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 38 °C.....	63
Gambar 4.16 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 45 °C.....	63
Gambar 4.17 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan Variasi Sinyal Input Set Point Temperature 40 °C.	64

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Performansi Sistem Pengendalian Temperatur dengan $K_p = 8,6$ dan $T_i = 2,06$	57
Tabel 4.2 Performansi Sistem Pengendalian Temperatur dengan $K_p = 8,6$ dan $T_i = 2,06$ dengan Variasi Input Set Point Temperatur Sebesar $40\text{ }^\circ\text{C}$	60
Tabel 4.3 Performansi Sistem Pengendalian Temperatur dengan $K_p = 11,002$, $T_i = 2,195$ dan $T_d = 0,3449$	61
Tabel 4.4 Performansi Sistem Pengendalian Temperatur dengan $K_p = 11,002$, $T_i = 2,195$ dan $T_d = 0,3449$ dengan Variasi Input Set Point Temperatur Sebesar $40\text{ }^\circ\text{C}$	64

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT. Saka Indonesia Pangkah Limited memiliki unit *turbomachinery* yakni sebuah *MP Compressor* yang berlokasi pada *Onshore Facility* Manyar, Kabupaten Gresik. *Turbomachinery* merupakan suatu peralatan mekanik yang mentransfer energi antara rotor dan fluida. Turbin mengirim energi dari fluida ke rotor, sedangkan kompresor mengirim energi dari rotor ke fluida (Earl Logan Jr, 1995). Pada PT. Saka Indonesia Pangkah Limited, *MP (Medium Pressure) Compressor* berfungsi untuk menaikkan tekanan gas yang akan dialirkan ke *Onshore Processing Facility* melalui pipa ekspor 18 inci dan satu unit *Gas Lift Compressor* (GLC) yang berfungsi untuk menginjeksikan gas lift ke sumur minyak. *Inlet MP Compressor* merupakan gas hasil separasi *Three-Phase Separator* sebagai fluida yang akan dinaikkan kompresinya. Temperatur gas hasil separasi dari *Three-Phase Separator* memiliki karakteristik yakni temperatur yang berfluktuasi yang mana juga dipengaruhi oleh temperatur udara lingkungan. Karena temperatur inlet gas kompresor yang cenderung panas dan berfluktuasi, maka seringkali kinerja dari kompresor kurang optimal. Salah satu penyebabnya adalah peningkatan *produced water* dari *reservoir* seiring meningkatnya produksi yang menyebabkan tingginya temperature inlet di *compressor* yang dapat mempengaruhi *discharge temperature* di *compressor*. Penyebab lainnya yakni juga karena lokasi PT. Saka Indonesia Pangkah Limited yang berlokasi pada Kawasan Industri Maspion Unit C, yang menyebabkan relatif banyak mendapatkan sumbangan kalor dari pabrik-pabrik sekitar (Yudanto, 2018). Sehingga temperatur lingkungan juga memiliki kecenderungan untuk panas. Maka dari itu, kompresor memerlukan inlet gas dengan temperatur tertentu sehingga perlu dipasang alat pendingin atau *cooler*. Diharapkan dari pemasangan *cooler* tersebut, dapat menurunkan temperatur pada *outlet MP Compressor* tidak terlalu tinggi yang berpotensi bahaya (Hyun Min Kwon, 2018). Jika terjadi fluktuasi temperature gas yang didinginkan, *cooler* harus

dilengkapi dengan sistem pengendalian temperature guna menjaga kestabilan temperatur pada *inlet MP Compressor*. Dengan adanya *cooling system* di inlet kompresor, maka diharapkan *MP Compressor* dapat bekerja pada *suction pressure* lebih rendah, sehingga pengoperasian *MP Compressor* dapat menjadi lebih aman (meminimalisasi *Potential Unit Shutdown* yang bias menyebabkan kehilangan produksi) dan mendapatkan flow gas *feed* yang lebih tinggi. Pada umumnya metode pendinginan yang dipakai di industri adalah *Shell & Tube* dengan media air, Sistem *Air Conditioner* dengan *refrijerant package*, dan *Air Cooled Heat Exchanger* dengan media udara yakni menggunakan udara sebagai media pendinginan (*Air Cooled Heat Exchanger*).

Untuk itu pada pengerjaan penelitian ini, akan dilakukan metode pendinginan *Air Cooled Heat Exchanger* yakni penggunaan udara sebagai media pendinginan. Kelebihan penggunaan udara dibandingkan dengan air dan refrijeran adalah desain *cooler* yang relatif lebih sederhana dibandingkan desain pendinginan dengan media air dan media refrijeran. Kemudian dilakukan suatu kajian yakni parameter proses gas inlet seperti apa yang dibutuhkan *MP Compressor*, agar kompresor dapat memenuhi target performansi yang diharapkan. Kemudian dilakukan pemilihan alat pendingin atau *cooler* dengan pemodelan dinamikanya melalui Hukum Kesetimbangan Energi. Setelah itu, akan dirancang sistem pengendalian temperatur pada *cooler* guna menjaga stabilitas temperatur udara yang didinginkan melalui manipulasi kecepatan hembusan udara kipas pendingin ditenagai dengan motor DC. Hasil dari penelitian ini diharapkan dapat membantu PT. Saka Indonesia Pangkah Limited dalam mendapatkan desain *cooler* maupun desain sistem pengendalian temperature pada *cooler*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan paparan dari latar belakang Tugas Akhir ini, maka permasalahan yang dapat diambil yaitu:

- Bagaimana pemilihan sistem pendingin gas hidrokarbon pada *inlet* ke *MP Compressor Suction Scrubber*?

- Bagaimana perancangan sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger*?
- Bagaimana analisa kinerja hasil simulasi sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger*?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah, maka tujuan dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

- Akan dilakukan pemilihan sistem pendingin gas hidrokarbon pada *inlet* ke *MP Compressor Suction Scrubber*.
- Akan dilakukan perancangan sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger*.
- Akan dilakukan analisa kinerja hasil simulasi sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penelitian ini antara lain:

- Gas yang akan didinginkan adalah gas hasil separasi *sour gas* didalam *three-phase separator* pada PT. Saka Indonesia Pangkah Limited.
- Pemilihan dalam artian menggunakan desain *air cooler* yang sudah ada dan akan disesuaikan dengan kebutuhan kapasitas dari *MP Compressor*.
- Data *properties* gas pada *inlet MP Compressor* diperoleh dari PT. Saka Indonesia Pangkah Limited.
- *MP Compressor* ada di PT. Saka Indonesia Pangkah Limited.
- Desain *cooler* dilakukan hanya sebatas peninjauan kebutuhan *cooling load* yang akan menentukan kebutuhan luas permukaan *air cooled heat exchanger*.
- Untuk menjaga stabilitas temperatur outlet *cooler*, maka pada Tugas Akhir ini dilakukan perancangan sistem pengendalian temperatur.

- Temperatur permukaan pada *air cooled heat exchanger* diasumsikan sama dengan temperatur keluaran *air cooled heat exchanger*
- Pemodelan motor DC dengan *fan* dilakukan berdasarkan spesifikasi di industri dan menggunakan sistem orde satu.
- Untuk mengetahui kinerja sistem pengendalian temperatur, maka dalam Tugas Akhir ini dilakukan pemrograman simulasi sistem pengendalian temperature pada *cooler* dengan mempergunakan Simulink Matlab.

1.5 Sistematika Laporan

Laporan tugas akhir ini terdiri dari lima bab dan dilengkapi dengan daftar pustaka. Secara garis besar, sistematika dari penulisan laporan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

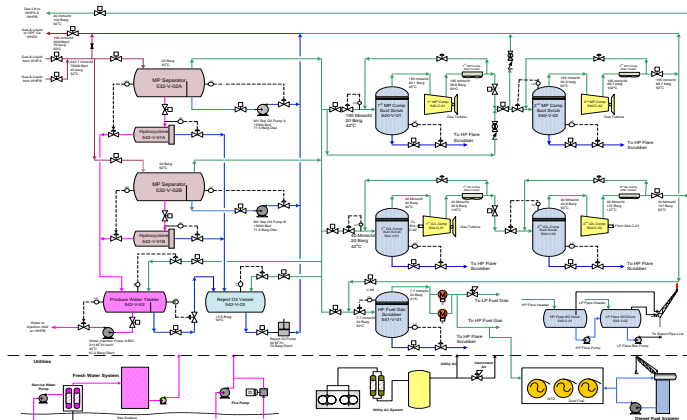
- **BAB I PENDAHULUAN**
Pada bab I ini terdiri dari latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah dan sistematika laporan.
- **BAB II DASAR TEORI**
Pada bab II ini dibahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan penelitian yang dilakukan, seperti *CPP unit, shell and tube tube exchanger*, motor DC dengan *fan*, *temperature transmitter*, serta tuning pengendali PID metode Kurva Reaksi.
- **BAB III METODOLOGI PENELITIAN**
Pada bab III ini berisi mengenai rancangan dari penelitian yang dilakukan, metode, dan langkah-langkah dalam penelitian.
- **BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN**
Pada bab IV ini berisi tentang analisa hasil simulasi sistem pengendalian *temperature* pada *air cooled heat exchanger*
- **BAB V PENUTUP**
Pada bab V ini diberikan kesimpulan tentang tugas akhir yang telah dilakukan berdasarkan hasil yang diperoleh, serta

diberikan saran sebagai penunjang dalam pengembangan tugas akhir selanjutnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II TEORI PENUNJANG

2.1 Central Processing Platform Unit

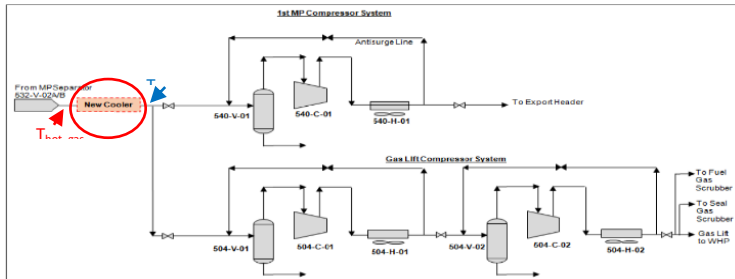


Gambar 2.1 Central Processing Platform Unit (Yudanto, 2018).

Central Processing Platform Unit (CPP Unit) adalah suatu unit yang melakukan pemrosesan, berada di bagian *offshore*. CPP Unit berfungsi untuk memroses lanjutan dari WHP-A dan WHP-B sebagai sumur milik PT. Saka Indonesia Pangkah Limited untuk kemudian disalurkan ke OPF (*Onshore Processing Facility*). Berikut adalah beberapa peralatan untuk menunjang beberapa proses di CPP yaitu :

- *MP Separator*
- *MP Compressor Suction Scrubber*
- *MP Compressor*
- *MP Compressor Aftercooler*
- *Produced Water Treater*
- *Reject Oil Vessel*
- *HP Fuel Gas Scrubber*

2.2 Sistem Pendinginan Gas Hidrokarbon pada *Air Cooled Heat Exchanger*



Gambar 2.2 Sistem Pendinginan Gas Hidrokarbon. (Facilities, 2019)

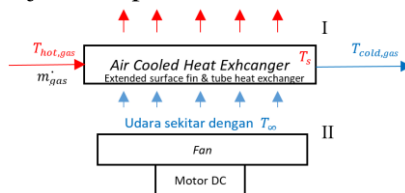
Alat atau *equipment* sistem pendinginan *Air Cooled Heat Exchanger* ini dipasang pada *pipeline* setelah *MP Separator* dan sebelum *MP Compressor Suction Scrubber*. Alat ini berguna untuk mendinginkan *hydrocarbon gas* yang akan masuk ke *MP Compressor*. Permasalahan yang didapat di lapangan adalah gas hidrokarbon yang masuk ke *MP Compressor Suction Scrubber* terlalu tinggi, maka diperlukan pemasangan sistem pendingin yang baru (*new cooler*) guna menurunkan temperatur gas hidrokarbon dari 70 °C menjadi 45 °C sehingga *discharge temperature* dari *MP compressor* akan turun dan tidak mendekati batas *high high alarm* yaitu 170 °C (Yudanto, 2018).



Gambar 2.3 *Air Cooled Heat Exchanger* (Technologies, 2019).

Heat exchanger merupakan suatu alat yang memfasilitasi pertukaran panas diantara dua fluida yang berbeda temperaturnya, dan tetap memisahkan atau tidak mencampurkan diantaranya (Cengel, 2003). Sebagai contoh yang sering digunakan di kehidupan sehari-hari adalah radiator mobil. Pada radiator mobil, panas ditransfer dari air panas yang mengalir pada pipa-pipa radiator, dan kemudian udara yang berhembus ke kisi-kisi radiator yang terpasang pada pipa-pipa radiator, menyebabkan aliran udara ini dapat mengambil panas dari air tersebut, sehingga air tersebut dapat digunakan kembali untuk mendinginkan mesin mobil tersebut (Media, n.d.).

Air cooled heat exchanger merupakan suatu alat penukar panas yang menggunakan udara atmosfer sebagai media pendingin (Laval, n.d.). Secara umum, prinsip kerja dari desain *air cooled heat exchanger* dijelaskan pada Gambar 2.4 dibawah ini.



Gambar 2.4 Prinsip Kerja Air Cooled Heat Exchanger (T. Ahmed, A Review of Gravity Three-Phase Separator, 2017)

Perancangan sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger* adalah dengan mengacu konsep perpindahan panas yang terjadi berdasarkan Hukum Keseimbangan Energi. Sehingga jumlah kalor yang mampu dilepaskan oleh *air cooled heat exchanger* harus lebih besar atau sama dengan jumlah kalor yang harus didinginkan (Cengel, 2003). Dapat dilihat bahwa pada gambar 2.4 terdapat bagian I yakni komponen *cooling load* atau beban pendingin dan bagian II yakni komponen penghasil hembusan udara sebagai media pendingin.

Hal pertama yang perlu dilakukan dalam perancangan adalah menentukan besar *cooling load* atau beban pendinginan yang harus didinginkan oleh *air cooled heat exchanger*. Ada beberapa

parameter proses yang diperlukan dalam menentukan *cooling load* yakni laju aliran massa gas hidrokarbon atau \dot{m}_g , temperatur gas hidrokarbon atau $T_{h,g}$, *heat capacity* dari gas hidrokarbon atau $C_{p,g}$, dan temperatur set point yang diinginkan atau $T_{c,g}$. $T_{h,g}$ atau temperatur gas hidrokarbon merupakan variabel yang dikontrol sehingga dengan mengasumsikan $T_{h,g}$ adalah temperatur maksimum dari fluida yang didinginkan, beban pendinginan dari *air cooled heat exchanger* dapat dinyatakan oleh persamaan 2.1 berikut ini:

$$Q_g = \dot{m}_g \cdot C_{p,g} \cdot (T_{h,g} - T_{c,g}) \quad (2.1)$$

Keterangan:

- Q_g = Energi yang harus dilepas oleh *air cooled heat exchanger* (kJ)
 \dot{m}_g = Laju aliran massa gas (kg/s)
 $C_{p,g}$ = *Heat Capacity* Gas (kJ/kg°C)
 $T_{h,g}$ = Temperatur gas inlet average *air cooled heat exchanger* (°C)
 $T_{c,g}$ = Temperatur gas outlet (*set point*) *air cooled heat exchanger* (°C)

Setelah didapatkan jumlah kalor *cooling load* yang harus dilepaskan, maka rancangan *air cooled heat exchanger* harus mampu melepas kalor sebesar *cooling load* secara konveksi sebagaimana dengan prinsip Hukum Kesetimbangan Energi dinyatakan oleh persamaan 2.2 berikut ini :

$$Q_{Conv} = Q_g \quad (2.2)$$

Dengan Q_{Conv} dinyatakan oleh persamaan 2.3 berikut:

$$Q_{Conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.3)$$

Keterangan:

- Q_{Conv} = Energi konveksi (kJ)

- h = Koefisien konveksi udara ($W/m^2 \cdot K$)
 A = Luas area penampang *air cooled heat exchanger* (m^2)
 T_s = Temperatur permukaan ($^{\circ}C$)
 T_{∞} = Temperatur udara sekitar ($^{\circ}C$)

Pada dasarnya luasan permukaan pelepasan kalor dari *air cooled heat exchanger* mempengaruhi jumlah kalor gas hidrokarbon yang dapat dilepas secara konveksi. Maka dapat dilakukan perhitungan untuk mengetahui luasan permukaan dari *air cooled heat exchanger* yang dibutuhkan, dimana dengan luasan permukaan tersebut, *air cooled heat exchanger* mampu menurunkan temperatur gas hidrokarbon hingga temperatur set point dalam kondisi maksimal.

Perhitungan luasan permukaan diawali dengan perhitungan koefisien konveksi h rata-rata menggunakan persamaan 2.4 berikut ini (Cengel, 2003) :

$$h = Nu \cdot \frac{k}{L} \quad (2.4)$$

Keterangan :

- h = Convection heat transfer coefficient ($W/m^2 \cdot K$)
 Nu = Nusselt Number
 k = Thermal Conductivity ($W/m \cdot K$)
 L = Panjang karakteristik (m)

Nusselt Number adalah suatu angka yang menyatakan peningkatan perpindahan panas melalui lapisan fluida sebagai akibat dari perbandingan konveksi dan konduksi dari fluida yang sama (Cengel, 2003). Persamaan Nusselt Number dinyatakan oleh persamaan 2.5 berikut ini :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (2.6)$$

Keterangan:

- Re = Reynolds Number
 Pr = Prandtl Number

Reynolds Number adalah rasio antara gaya inersia terhadap gaya viskositas yang dapat menentukan aliran dari suatu fluida adalah laminar, transisi atau *turbulent*. Sedangkan Prandtl Number adalah suatu nilai yang digunakan untuk menentukan distribusi temperatur dan distribusi kecepatan suatu aliran. Reynolds Number dan Prandtl Number dapat dihitung melalui persamaan 2.7 dan 2.8 dibawah ini (Pritchard, 2011) (Cengel, 2003):

$$Re = \frac{v.L}{\mu/\rho} \quad (2.7)$$

$$Pr = \frac{\mu/\rho}{k/Cp.\rho} \quad (2.8)$$

Keterangan :

- V = Kecepatan udara (m/s)
- μ/ρ = *Kinematic Viscosity* (m^2/s)
- μ = Viskositas udara (Ns/m^2)
- ρ = Densitas udara (kg/m^3)
- k = *Thermal conductivity* udara ($W/m.K$)
- Cp = *Specific heat* udara ($kJ/kg.K$)

Sehingga apabila dimasukkan persamaan Bilangan Reynold dan Bilangan Prandtl ke dalam Bilangan Nusselt, akan menjadikan persamaan koefisien konveksi h sebagai berikut (Cengel, 2003):

$$h = \left[0.023 \cdot \left(\frac{v.L}{\mu/\rho} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\mu/\rho}{k/Cp.\rho} \right)^{0.4} \right] \cdot \frac{k}{L} \quad (2.9)$$

Keterangan :

- h = *Convection heat transfer coefficient* ($W/m^2.K$)
- v = Kecepatan udara (m/s)
- L = Panjang karakteristik (m)
- μ = Viskositas udara (Ns/m^2)

- ρ = Densitas udara (kg/m^3)
 k = *Thermal conductivity* udara ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)
 Cp = *Specific heat* udara ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$)

Dalam menentukan nilai koefisien konveksi h rata-rata, maka digunakan asumsi berikut ini :

- Panjang karakteristik L , viskositas udara μ , densitas udara ρ , konduktifitas termal udara k , dan *specific heat* udara Cp diasumsikan tetap, sedangkan yang dimanipulasi yakni v atau kecepatan udara.
- v atau kecepatan udara merupakan variabel yang dimanipulasi sehingga dalam menentukan nilai koefisien konveksi h rata-rata, digunakan nilai v atau kecepatan udara rata-rata yang mampu dihembuskan oleh *fan*.

Sehingga nilai koefisien konveksi rata-rata dapat dicari melalui persamaan 2.10 berikut ini (Cengel, 2003):

$$h_{average} = \left[0.023 \cdot \left(\frac{v_{average} \cdot L}{\mu / \rho} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\mu / \rho}{k / Cp \cdot \rho} \right)^{0.4} \right] \cdot \frac{k}{L} \quad (2.10)$$

Keterangan :

- $h_{average}$ = Koefisien konveksi rata-rata ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
 $v_{average}$ = Kecepatan udara rata-rata (m/s)
 L = Panjang karakteristik (m)
 μ = Viskositas udara (Ns/m^2)
 ρ = Densitas udara (kg/m^3)
 k = *Thermal conductivity* udara ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)
 Cp = *Specific heat* udara ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$)

Setelah ditemukan nilai koefisien konveksi h rata-rata, maka luasan permukaan *air cooled heat exchanger* yang dibutuhkan dapat dicari melalui persamaan 2.11 berikut ini :

$$A = \frac{Q_g}{h_{average} \cdot (T_s - T_\infty)} \quad (2.11)$$

Keterangan:

A = Luas area penampang *air cooled heat exchanger* (m^2)

Q_g = Energi yang harus dilepas oleh *air cooled heat exchanger* (kJ)

$h_{average}$ = Koefisien konveksi rata-rata ($W/m^2 \cdot K$)

T_s = Temperatur permukaan ($^\circ C$)

T_∞ = Temperatur udara sekitar ($^\circ C$)

Setelah didapatkan parameter luasan permukaan dari *air cooled heat exchanger*, maka persamaan laju kalor konveksi oleh *air cooled heat exchanger* dapat dirumuskan melalui persamaan 2.12 berikut ini :

$$Q_{conv} = \left[\left[0.023 \cdot \left(\frac{v \cdot L}{\mu} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\mu/\rho}{k/c_p \cdot \rho} \right)^{0.4} \right] \cdot \frac{k}{L} \right] \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.10)$$

Keterangan:

Q_{conv} = Energi konveksi (kJ)

v = Kecepatan udara (m/s)

L = Panjang karakteristik (m)

μ = Viskositas udara (Ns/m^2)

ρ = Densitas udara (kg/m^3)

k = *Thermal conductivity* udara ($W/m \cdot K$)

C_p = *Specific heat* udara ($J/kg \cdot K$)

A = Luas area penampang *air cooled heat exchanger* (m^2)

T_s = Temperatur permukaan ($^\circ C$)

T_∞ = Temperatur udara sekitar ($^\circ C$)

2.3 Motor DC dan *Fan*

Motor DC merupakan alat yang menghasilkan kecepatan dan gaya rotasi maupun torsi keluaran dari suatu peralatan mekanik (R. Saidur, 2011). Prinsip kerja motor DC adalah ketika arus listrik searah mengalir melalui kumparan dalam medan magnet, maka gaya magnet menghasilkan torsi yang akan memutar motor. Pada umumnya motor DC dipakai pada pompa, kompresor, konveyor, kipas dan lain sebagainya (Gozuk, 2019). Pada penelitian ini, motor DC akan diasumsikan sistem orde I dan akan digunakan untuk memutar *fan*, yang mana berperan sebagai aktuator pada sistem pengendalian temperatur *air cooled heat exchanger* pada gas hidrokarbon inlet *MP Compressor* pemodelan matematika dari suatu sistem dapat berupa fungsi transfer (Ogata, 2004).



Gambar 2.5 Motor DC (Sources, 2019).

Berikut adalah pemodelan dari motor DC:

$$\frac{\omega(s)}{V(s)} = \frac{G_{Motor\ DC}}{\tau s + 1} \quad (2.14)$$

Dengan $G_{Motor\ DC}$ adalah sebagai berikut :

$$G_{Motor\ DC} = \frac{\Delta Output}{\Delta Input} \quad (2.15)$$

Keterangan :

$$\begin{aligned} G_{Motor\ DC} &= \text{Gain motor DC} \\ \Delta Output &= \omega_{Maksimum} - \omega_{minimum} \\ \Delta Input &= V_{maksimum} - V_{minimum} \\ \tau &= \text{Time Constant (s)} \end{aligned}$$

$\omega_{maksimum}$ = RPM maksimum dari putaran motor DC

$\omega_{minimum}$ = RPM minimum dari putaran motor DC

$V_{maksimum}$ = Tegangan masukan maksimum motor DC (V)

$V_{minimum}$ = Tegangan masukan minimum motor DC (V)

Kemudian motor DC dipasangkan dengan *fan*. *Fan* adalah suatu perangkat yang menambahkan energi ke suatu fluida gas dengan kerja yakni memutar baling-baling *fan* tersebut. Pada umumnya penggunaan *fan* memiliki kenaikan tekanan udara yang kecil (Pritchard, 2011). Pada penelitian ini, *fan* akan diasumsikan sistem orde I dan akan digunakan untuk menghasilkan hembusan udara dengan kecepatan udara guna melakukan perubahan terhadap laju pelepasan kalor secara konveksi pada *air cooled heat exchanger*.



Gambar 2.6 *Fan* pada *Air Cooled Heat Exchanger* (Farabard.IR, 2019)

Berikut adalah pemodelan dari *fan*:

$$\frac{v(s)}{\omega(s)} = G_{Fan} \quad (2.14)$$

Dengan G_{Fan} adalah sebagai berikut :

$$G_{Fan} = \frac{\Delta Output}{\Delta Input} \quad (2.15)$$

Keterangan :

G	= Gain fan
$\Delta Output$	= $v_{Maksimum} - v_{minimum}$
$\Delta Input$	= $\omega_{maksimum} - \omega_{minimum}$
$v_{maksimum}$	= Kecepatan udara maksimum fan (m/s)
$v_{minimum}$	= Kecepatan udara minimum fan (m/s)
$\omega_{maksimum}$	= RPM maksimum dari putaran motor DC
$\omega_{minimum}$	= RPM minimum dari putaran motor DC

Setelah diketahui pemodelan motor DC dan pemodelan fan, maka perlu dilakukan penggabungan antara pemodelan motor DC dan pemodelan fan sehingga akan menjadi satu pemodelan tunggal. Persamaan penggabungan pemodelan motor DC dan pemodelan fan dinyatakan oleh persamaan 2.15 berikut ini :

$$G_{Aktuator} = G_{Motor DC} \cdot G_{Fan} \quad (2.16)$$

Validasi fungsi transfer motor DC dengan fan dapat dilakukan dengan persamaan interpolasi antara masukan dan keluaran dari *temperature transmitter* tersebut seperti pada persamaan 2.18 berikut ini :

$$\frac{v_a - v_b}{V_a - V_b} = \frac{v - v_b}{V - V_b} \quad (2.18)$$

Keterangan :

V	= Masukan tegangan yang diberikan (V)
V_a	= Batas atas tegangan motor DC (V)
V_b	= Batas bawah tegangan motor DC (V)
v	= Keluaran kecepatan udara yang dihasilkan (m/s)
v_a	= Batas atas kecepatan udara fan (V)
v_b	= Batas bawah kecepatan udara fan (V)

2.4 Temperature Transmitter

Temperature transmitter adalah suatu perangkat yang digunakan untuk mengukur temperatur suatu fluida. *Temperature*

transmitter yang digunakan PT. Saka Indonesia Pangkah Limited adalah tipe *Resistance Temperature Detector*. *Resistance Temperature Detector* atau yang biasa disingkat RTD (PT. Control Systems Beltway Office Park, 2010). Sensor RTD adalah sebuah alat untuk mengukur temperatur dengan prinsip kerjanya adalah tahanan atau resistor dari alat tersebut akan berubah seiring dengan perubahan temperatur yang diukur (Ibrahim, 2002).



Gambar 2.7 Sensor RTD (Automation Technologies Online, n.d.)

Fungsi transfer yang dimiliki Sensor RTD adalah sebagai berikut :

$$\frac{I(s)}{T(s)} = \frac{G_{TT}}{\tau s + 1} \quad (2.16)$$

Dengan G_{TT} adalah sebagai berikut :

$$G_{TT} = \frac{\Delta Output}{\Delta Input} \quad (2.17)$$

Keterangan :

G_{TT}	= <i>Gain Temperature Transmitter</i>
$\Delta Output$	= $V_{Maksimum} - V_{minimum}$
$\Delta Input$	= $T_{maksimum} - T_{minimum}$
τ	= <i>Time Constant</i> (s)
$V_{maksimum}$	= Tegangan keluaran maksimum <i>temperature transmitter</i> (V)
$V_{minimum}$	= Tegangan keluaran minimum <i>temperature transmitter</i> (V)
$T_{maksimum}$	= Temperatur masukan maksimum <i>temperature transmitter</i> (°C)

$T_{minimum}$ = Temperatur masukan maksimum *temperature transmitter* (°C)

Validasi fungsi transfer *temperature transmitter* dapat dilakukan dengan persamaan interpolasi antara masukan dan keluaran dari *temperature transmitter* tersebut seperti pada persamaan 2.18 berikut ini

$$\frac{I_a - I_b}{T_a - T_b} = \frac{I - I_b}{T - T_b} \quad (2.18)$$

Keterangan

T = Masukan temperatur yang diberikan (°C)

T_a = Batas atas *temperature transmitter* (°C)

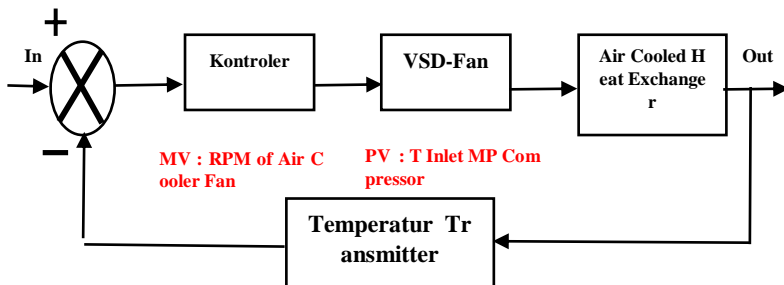
T_b = Batas bawah *temperature transmitter* (°C)

V = Keluaran tegangan yang dihasilkan (V)

V_a = Batas atas tegangan *temperature transmitter* (V)

V_b = Batas bawah tegangan *temperature transmitter* (V)

2.5 Sistem Pengendalian Temperatur pada Air Cooled Heat Exchanger

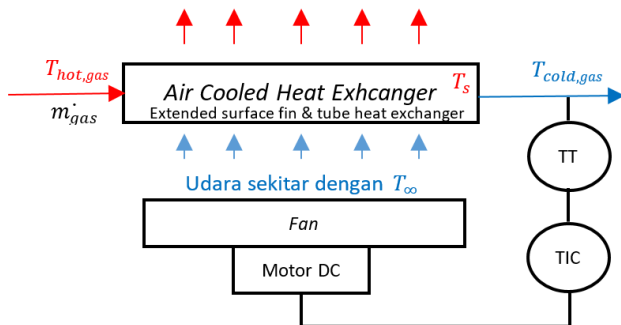


Gambar 2.8 Sistem Pengendalian Temperatur (Ogata, 2004).

Sistem pengendalian merupakan sekumpulan elemen beserta plant yang saling terhubung dan dirancang untuk mendapatkan output yang diinginkan berdasarkan input yang diberikan. Terdapat beberapa macam sistem pengendalian, salah satunya adalah *Feedback Control*. *Feedback Control* merupakan suatu sistem

yang menjaga suatu nilai output yang telah ditetapkan oleh user yang disebut sebagai set point, kemudian akan dibandingkan dengan nilai pengukuran dari sensor terhadap plant, yang mana selisih atau error tersebut akan digunakan sebagai referensi kontrol oleh kontroler (Ogata, 2004).

Air cooled heat exchanger digunakan sebagai perangkat pendingin gas hidrokarbon membutuhkan sistem pengendalian temperatur agar temperatur dari gas hidrokarbon yang keluar dari *air cooled heat exchanger* dapat mencapai temperatur set point. Sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger* dimulai dengan dibuatnya blok diagram sistem pengendalian mode *feedback* yang berisikan pengendali, aktuatur, *plant* dan sensor yang akan digunakan.



Gambar 2.9 Rancangan Piping & Instrumentation Diagram pada Air Cooled Heat Exchanger.

Dapat dilihat pada gambar 2.9 diatas, sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger* memiliki *manipulated variable*-nya adalah kecepatan udara dan *process variable*-nya adalah temperatur keluaran *air cooled heat exchanger*. Pada sistem pengendalian temperatur tersebut menggunakan aktuatur yaitu motor DC dengan *fan* yang berperan untuk mengatur hembusan kecepatan udara yang akan menyerap kalor dari kisi-kisi (*fin*) dari *air cooled heat exchanger* tersebut. Kemudian sensor yang

digunakan adalah *temperature transmitter*. Serta juga digunakan mode pengendali pada sistem pengendalian tersebut.

Mode pengendali yang digunakan pada sistem pengendalian temperatur tersebut adalah mode pengendali PI (*Proportional+Integral*). Pengendali PI adalah suatu algoritma kontrol yang terdiri dari pengendali *proportional* dan integral. Mode pengendali ini digunakan untuk menghitung besarnya koreksi yang diperlukan suatu alat pengendali untuk mengendalikan sebuah proses. Pengendali *proportional* digunakan sebagai penguat sinyal sehingga *process variable* dapat mencapai *set point*. Dalam sistem pengendalian temperatur, dikarenakan respon dari perubahan temperatur relatif lama maka mode pengendali *proportional* sudah cukup. Namun penambahan *gain proportional* akan memberikan *offset* atau *error steady state*. Maka dari itu, kekurangan dari pengendali *proportional* yang memberikan *offset* akan diperbaiki dengan pengendali *integral* untuk menghilangkan *offset* tersebut. Fungsi pengendali *integral* adalah menghasilkan respon sistem yang memiliki *error steady state* menjadi nol. Salah satu metode untuk menentukan nilai K_p dan T_i untuk sistem pengendalian adalah metode *trial and error*.

Adapun beberapa parameter hasil respon sistem pengendalian yang harus diketahui yakni sebagai berikut :

- a. *Maximum overshoot* (%) adalah nilai puncak respon sistem pengukuran terhadap keadaan yang diinginkan

$$\text{Maximum Overshoot} = \frac{y_p - y_{ss}}{y_{ss}} \times 100\% \quad (2.19)$$

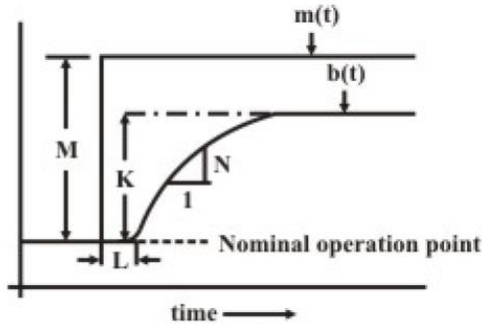
Dengan y_p adalah nilai puncak atau maksimum respon sistem dan y_{ss} adalah nilai *steady state* sistem.

- b. *Settling time* adalah waktu yang dibutuhkan respon sistem untuk mencapai rentang error steady state 2%.

2.6 Tuning PID Metode Kurva Reaksi

Tuning PID metode Kurva Reaksi adalah suatu metode *tuning* yang menggunakan pengamatan kurva reaksi respon dinamik yang dihasilkan oleh *plant* ketika diberi sinyal uji berupa sinyal step

(Coughanowr, 1991). Sehingga dari pengamatan kurva reaksi respon dinamik tersebut, akan dianalisa beberapa parameter sebagai berikut :



Gambar 2.10. Beberapa Parameter Metode Kurva Reaksi (Coughanowr, 1991).

Dari gambar 2.10 diatas, M , L dan K harus diukur secara manual dengan cara mengamati dengan teliti pada kurva reaksi. Berikut adalah penjelasan dari parameter yang akan digunakan *tuning* :

1. N : Kemiringan
2. T : K/N Waktu konstan
3. R : L/T Rasio Lag

Maka untuk sistem pengendalian yang optimal, digunakan persamaan untuk menentukan *tuning* pada pengendali yang digunakan sebagai berikut (Coughanowr, 1991) :

1. Pengendali mode P

$$K_p = \frac{M}{NL} \left(1 + \frac{R}{3} \right) \quad (2.20)$$

2. Pengendali mode PI

$$K_p = \frac{M}{NL} \left(\frac{9}{10} + \frac{R}{12} \right) \quad (2.21)$$

$$\tau_i = L \left(\frac{30+3R}{9+20R} \right) \quad (2.22)$$

3. Pengendali mode PID

$$K_p = \frac{M}{NL} \left(\frac{4}{3} + \frac{R}{4} \right) \quad (2.23)$$

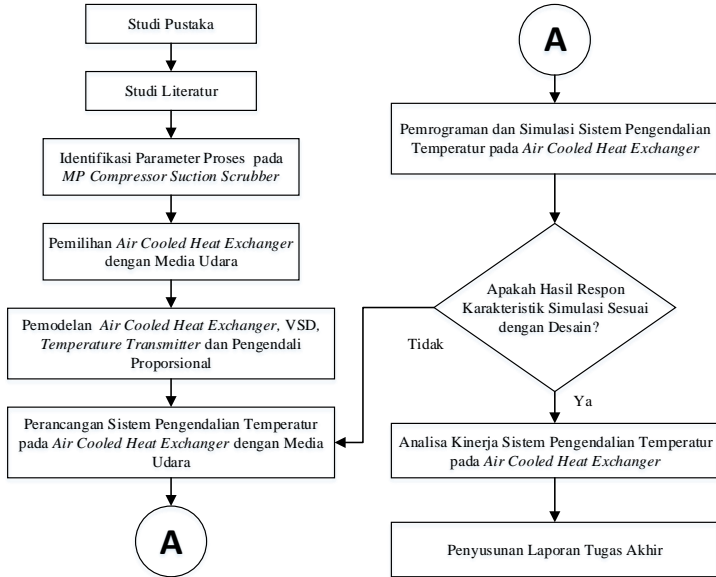
$$\tau_i = L \left(\frac{32+6R}{13+8R} \right) \quad (2.24)$$

$$\tau_d = L \left(\frac{4}{11+2R} \right) \quad (2.25)$$

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III

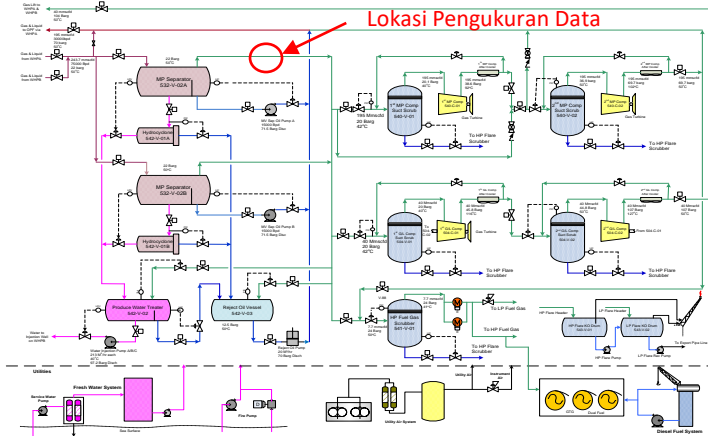
METODOLOGI PENELITIAN



Gambar 3.1 Diagram Alir Tugas Akhir.

3.1 Identifikasi Parameter Proses pada *MP Compressor Suction Scrubber*

Setelah dilakukan studi literatur, pengambilan data dan pengamatan pada *Process Flow Diagram* pada CPP unit. Data yang diambil adalah *massflowrate*, temperatur dan tekanan dari gas *inlet MP Compressor*. Berikut adalah lokasi pengukuran data pada *Process Flow Diagram* CPP Unit yang ditunjukkan oleh gambar 3.2 dibawah ini.



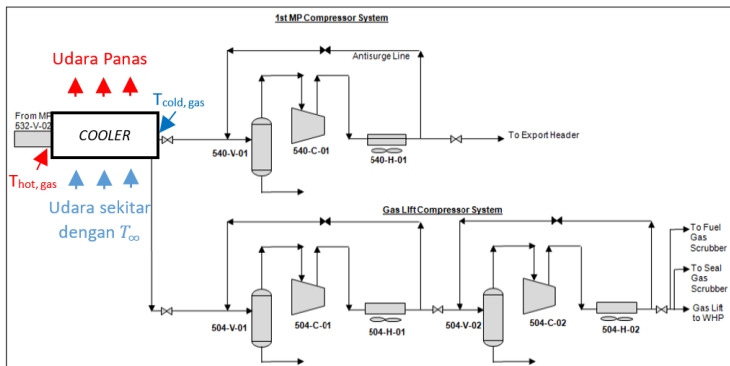
Gambar 3.2 Lokasi Pengukuran Data pada *Process Flow Diagram* CPP Unit (Facilities, 2019)

Sehingga berikut adalah data parameter proses gas hidrokarbon yang didapatkan pada *Study Report CPP Cooling System* yang dilakukan oleh pihak *Engineering Team* PT. Saka Indonesia Pangkah Limited (Facilities, 2019) (Yudanto, 2018).

Tabel 3.1 Properti Gas Hidrokarbon (Yudanto, 2018)

Properti Gas Hidrokarbon	
<i>Mass Flowrate</i> (\dot{m}_g)	22,886 kg/s
<i>Temperature</i> ($T_{h,g}$)	62,66 °C/ 70 °C (min/max)
<i>Pressure</i>	1763 kPa
<i>Density</i>	13,26 kg/m ³

3.2 Pemilihan *Air Cooled Heat Exchanger*



Gambar 3.3 Pemasangan *Air Cooled Heat Exchanger* di PT. Saka Indonesia Pangkah Limited. (Facilities, 2019)

Pemasangan *air cooled heat exchanger* tersebut memiliki tujuan yakni untuk menurunkan temperatur dari gas yang akan masuk ke *MP Compressor*. Perancangan desain dari *air cooled heat exchanger* dilakukan oleh pihak *Engineering Team* dari PT. Saka Indonesia Pangkah Limited. Berdasarkan wawancara yang telah kami lakukan dengan pembimbing, didapatkan beberapa spesifikasi penting dari *equipment air cooled heat exchanger* yang sedang dirancang yakni sebagai berikut (Facilities, 2019) (Yudanto, 2018). Adapun spesifikasi dari *air cooled heat exchanger* yang digunakan dapat dilihat lampiran A (*Data Sheet*)

Tipe : *Air Cooled Heat Exchanger (Fin and Tube)*

Dimensi panjang/lebar/tinggi : 6,7/5,4025/0,22 m

Tube Rows : 4

Passes : 2

Tubes per bundle : 330

Length Actual : 6,1 m

<i>Length Effective</i>	: 5,971 m
<i>Fin Type</i>	: Bi-Metal/Extrud.
<i>Type Draft</i>	: Forced
<i>Fans per Bay</i>	: 1
<i>Mass of Fan</i>	: 297,3 kg
<i>Maximum Motor DC RPM</i>	: 1500 RPM
<i>Maximum Fan RPM</i>	: 424 RPM
<i>Fan Power</i>	: 11,44 BHP
<i>Face vel max.</i>	: 3,5 m/s
<i>Voltage of Motor DC</i>	: 460 V

Setelah dilakukan identifikasi parameter proses gas hidrokarbon pada *MP Compressor Suction Scrubber*, maka dilakukan perhitungan *cooling load* atau beban pendinginan pada gas hidrokarbon, dengan mengambil temperatur gas hidrokarbon tertinggi yang terukur yakni 70 °C (Facilities, 2019). Berikut adalah perhitungan *cooling load* gas hidrokarbon :

$$Q_g = m_g \cdot C_{p,g} \cdot (T_{h,g} - T_{c,g}) \quad (3.1)$$

Keterangan :

- Q_g = Energi gas hidrokarbon atau *cooling load* (kJ)
- m_g = Laju aliran massa gas (kg/s)
- $C_{p,g}$ = *Specific heat* gas hidrokarbon (kJ/kg°C)
- $T_{h,g}$ = Temperatur gas inlet *air cooled heat exchanger* (°C)
- $T_{c,g}$ = Temperatur gas outlet (*set point*) *air cooled heat exchanger* (°C)

Didapatkan data dari PT. Saka Indonesia Pangkah Limited yakni sebagai berikut (Facilities, 2019):

$$m_g = 22,886 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned}
 C_{p,g} &= 2,21 \text{ kJ/kg.K} \\
 T_{h,g(\text{maksimum})} &= 70 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_{c,g} &= 45 \text{ }^\circ\text{C (Temperatur Set Point)}
 \end{aligned}$$

Maka *cooling load* maksimum, rata-rata dan minimum yang harus didinginkan oleh *air cooled heat exchanger* adalah sebagai berikut :

$$Q_g = 22,886 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{2,21\text{kJ}}{\text{Kg.K}} \cdot (70 - 45)^\circ\text{C} \quad (3.2)$$

Sehingga *cooling load* Q_g adalah sebagai berikut :

$$Q_g = 1264,4515 \text{ kJ} \quad (3.8)$$

Berdasarkan Hukum Kesetimbangan Energi, maka *air cooled heat exchanger* harus mampu melakukan proses pelepasan panas secara konveksi sama dengan *cooling load* yang perlu didinginkan. Sehingga $Q_{conv} = Q_g$. Maka dilakukan persamaan kesetimbangan energi sebagaimana berikut :

$$Q_{conv} = Q_g \quad (3.9)$$

$$Q_{conv} = 1264,4515 \text{ kJ} \quad (3.10)$$

Dengan Q_{conv} dinyatakan oleh persamaan 3.4 berikut:

$$Q_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (3.11)$$

Keterangan :

$$\begin{aligned}
 Q_{conv} &= \text{Energi konveksi (kJ)} \\
 h &= \text{Convection heat transfer coefficient (W/m}^2 \cdot \text{K)} \\
 A &= \text{Luas penampang air cooled heat exchanger (m}^2\text{)} \\
 T_s &= \text{Temperatur permukaan (}^\circ\text{C)} \\
 T_\infty &= \text{Temperatur udara sekitar (}^\circ\text{C)}
 \end{aligned}$$

Maka untuk memilih desain *air cooled heat exchanger* yang mampu untuk melakukan pendinginan *cooling load* sebesar 1264,4515 kJ, maka diperlukan suatu *air cooled heat exchanger* dengan luasan sebesar A. Untuk mengetahui luasan permukaan A

yang dibutuhkan untuk melakukan pendinginan terhadap *cooling load*, maka diperlukan untuk mencari nilai koefisien konveksi h terlebih dahulu. Berikut adalah persamaan koefisien konveksi h (Cengel, 2003):

$$h = Nu \cdot \frac{k}{L} \quad (3.12)$$

Keterangan :

h = Convection heat transfer coefficient ($\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
 Nu = Nusselt Number
 k = Thermal Conductivity
 L = Panjang karakteristik (m)

Nusselt Number dapat dicari dengan rumus:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (3.13)$$

Keterangan :

Re = Reynolds Number
 Pr = Prandtl Number

Reynolds Number dapat dicari dengan rumus :

$$Re = \frac{V \cdot L}{\mu / \rho} \quad (3.14)$$

Keterangan :

V = Kecepatan udara (m/s)
 μ / ρ = Kinematic Viscosity (m^2/s)
 μ = Viskositas udara
 ρ = Densitas udara (kg/m^3)

Prandtl Number dapat dicari dengan rumus :

$$Pr = \frac{\mu / \rho}{k / c_p \cdot \rho} \quad (3.15)$$

Keterangan :

k = Thermal conductivity udara ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)

C_p = Specific heat (J/kg.K)

Nusselt Number, Reynolds Number dan Prandtl Number dimasukkan ke persamaan koefisien konveksi h , sehingga dapat dilihat sebagai berikut:

$$h = 0.023 \cdot \left(\frac{v \cdot L}{\mu / \rho} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\mu / \rho}{k / C_p \cdot \rho} \right)^{0.4} \cdot \frac{k}{L} \quad (3.16)$$

Berdasarkan data yang telah diberikan oleh PT. Saka Indonesia Pangkah Limited, berikut adalah data yang diperlukan untuk persamaan 3.8 diatas :

Tabel 3.2 Properti Udara (Yudanto, 2018)

Properti Udara	
v	2,9 m/s (rata-rata kecepatan udara dari fan)
L	6,7 m
μ	0,0187
ρ	1,16 kg/m ³
k	0,0267 kJ/m.K
C_p	1,007 kJ/kg.K

Sehingga koefisien konveksi h rata-rata dapat dicari sebagai berikut :

$$h = 0.023 \cdot \left(\frac{2,9 \frac{m}{s} \cdot 6,7 m}{0,0187 / 1,16 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{0,0187 / 1,16 \text{ kg/m}^3}{0,0267 \text{ W/m.K} / C_p \cdot 1,16 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.4} \cdot \frac{0,0267 \text{ W/m.K}}{6,7 m} \quad (3.17)$$

$$h = 0.023 \cdot (1205,283)^{0.8} \cdot (0,7053)^{0.4} \cdot 0.00399 \quad (3.18)$$

$$h = 0.023 \cdot 291,656 \cdot 0.976 \cdot 0,00494 \quad (3.19)$$

$$h = 0.02325 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{K} \quad (3.20)$$

Setelah diketahui nilai koefisien konveksi h rata-rata, maka luasan permukaan dari *air cooled heat exchanger* yang diperlukan

untuk mendinginkan gas hingga temperatur set point (yakni 45 °C) dan T_s diasumsikan sama dengan temperatur maksimal dari fluida gas yang didinginkan (yakni 70 °C), dapat dicari yakni sebagai berikut :

$$Q_{Conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (3.21)$$

$$1264,4515 \text{ kJ} = 0,02325 \left(\frac{W}{m^2} \cdot K\right) \cdot A \cdot (70 - 32) \quad (3.22)$$

$$A = \frac{1264,4515 \text{ kJ}}{0,8835} \quad (3.23)$$

$$A = 1431,327 \text{ m}^2 \quad (3.24)$$

Sehingga *air cooled heat exchanger* yang dipilih harus memiliki luas permukaan pelepasan panas minimum 1431,327 m².

3.3 Pemodelan Air Cooled Heat Exchanger, Motor DC dengan Fan, Temperature Transmitter

Pemodelan matematis fungsi transfer dari *air cooled heat exchanger*, motor DC dengan *fan* dan *temperature transmitter* dilakukan dengan menggunakan persamaan-persamaan dasar dan spesifikasi yang dibutuhkan.

3.3.1 Pemodelan Air Cooled Heat Exchanger

Pemodelan *air cooled heat exchanger* mengacu pada Hukum Kesetimbangan Energi, yakni energi yang dibawa gas hidrokarbon atau *cooling load* sama dengan energi yang mampu dilepaskan oleh *air cooled heat exchanger* secara konveksi sehingga $Q_{conv} = Q_g$. Persamaan Q_g dinyatakan sebagai berikut :

$$Q_g = m_g \cdot C_{p,g} \cdot (T_{h,g} - T_{c,g}) \quad (3.25)$$

Keterangan :

Q_g = Energi gas hidrokarbon atau *cooling load* (kJ)

m_g = Laju aliran massa gas (kg/s)

$C_{p,g}$ = *Specific heat* gas hidrokarbon (kJ/kg°C)

$T_{h,g}$ = Temperatur gas inlet *air cooled heat exchanger* (°C)

$T_{c,g}$ = Temperatur gas outlet (*set point*) *air cooled heat exchanger* (°C)

Dengan data properti gas hidrokarbon yang telah didapatkan di PT. Saka Indonesia Pangkah Limited:

$$m_g = 22,886 \text{ kg/s}$$

$$C_{p,g} = 2,21 \text{ kJ/kg.K}$$

$$T_{h,g(\text{maksimum})} = 70 \text{ °C}$$

$$T_{c,g} = 45 \text{ °C (Temperatur Set Point)}$$

Sehingga menjadi persamaan 3.26 berikut :

$$Q_g = 22,886 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{2,21 \text{ kJ}}{\text{kg.K}} \cdot (70 - 45) \text{ °C} \quad (3.26)$$

Setelah dilakukan pemodelan *cooling load* gas hidrokarbon, dilakukan juga pemodelan pada proses pelepasan panas secara konveksi oleh *air cooled heat exchanger* yang mengacu pada persamaan Q_{conv} berikut ini :

$$Q_{conv} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad (3.27)$$

Keterangan :

Q_{conv} = Energi konveksi (kJ)

h = *Convection heat transfer coefficient* (W/m². K)

A = Luas penampang *air cooled heat exchanger* (m²)

T_s = Temperatur permukaan (°C)

T_∞ = Temperatur udara sekitar (°C)

Dengan koefisien konveksi h memiliki persamaan sebagai berikut :

$$h = 0.023 \cdot \left(\frac{v \cdot L}{\mu / \rho} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\mu / \rho}{k / C_p \cdot \rho} \right)^{0.4} \cdot \frac{k}{L} \quad (3.28)$$

Keterangan :

v = Kecepatan udara (m/s)

- μ/ρ = Kinematic Viscosity (m^2/s)
 μ = Viskositas udara
 ρ = Densitas udara (kg/m^3)
 k = Thermal conductivity udara ($W/m.K$)
 Cp = Specific heat ($J/kg.K$)

Dengan data properti udara yang telah didapatkan di PT. Saka Indonesia Pangkah Limited:

- V = 2,9 m/s (rata-rata kecepatan udara dari fan)
 L = 6,7 m
 μ = 0,0187
 ρ = 1,16 kg/m^3
 k = 0,0267 $kJ/m.K$
 Cp = 1,007 $kJ/kg.K$
 T_{∞} = 32 °C

Sehingga didapatkan persamaan koefisien konveksi h dengan kecepatan udara atau v sebagai *Manipulated Variable* atau variabel yang akan dimanipulasi guna mengendalikan $T_{c,g}$ sebagai berikut :

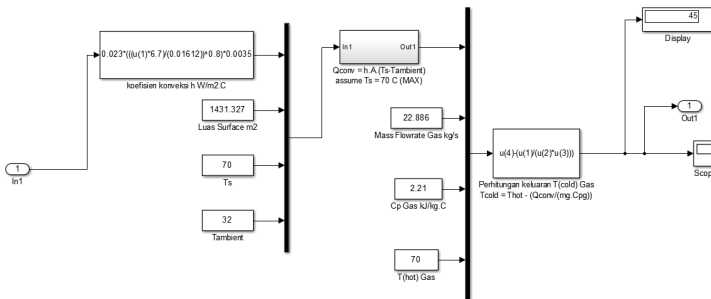
$$h = 0.023 \cdot \left(\frac{[v] \cdot 6,7 \text{ m}}{0,0187 / 1,16 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{0,0187 / 1,16 \text{ kg/m}^3}{0,0267 \text{ W/m.K} / Cp \cdot 1,16 \text{ kg/m}^3} \right)^{0.4} \cdot \frac{0,0267 \text{ W/m.K}}{6,7 \text{ m}} \quad (3.29)$$

Sehingga didapatkan persamaan Q_{conv} sebagai berikut :

$$Q_{conv} = \left[0.023 \cdot \left(\frac{[v] \cdot 6,7 \text{ m}}{0,0187 / 1,16 \frac{kg}{m^3}} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{0,0187 / 1,16 \frac{kg}{m^3}}{0,0267 \frac{W}{m} \cdot K / Cp \cdot 1,16 \frac{kg}{m^3}} \right)^{0.4} \cdot \frac{0,0267 \frac{W}{m} \cdot K}{6,7 \text{ m}} \right] \cdot 1431,327 \cdot (70 - 32)^{\circ C} \quad (3.30)$$

Setelah dilakukan pemodelan dari *cooling load* gas hidrokarbon dan proses pelepasan panas secara konveksi oleh *air cooled heat exchanger* pada Simulink, maka dari kedua pemodelan

tersebut digabung mewakili prinsip kesetimbangan $Q_{conv} = Q_g$ yang ditunjukkan oleh gambar 3.6 berikut :



Gambar 3.4 Pemodelan Proses Pelepasan Panas Secara Konveksi oleh *Air Cooled Heat Exchanger* pada Simulink.

Dapat dilihat pada gambar 3.6 bahwasanya dengan kecepatan udara 2,9 m/s mampu menurunkan temperature gas hidrokarbon dari 70 °C hingga menjadi 45 °C. Dari model Simulink yang telah dibuat, dilakukan validasi dengan menggunakan sinyal uji berupa kecepatan udara sebesar 2,9 m/s sehingga diperoleh jumlah keluaran temperatur gas hidrokarbon pada *air cooled heat exchanger* yang mana harus mencapai temperatur set point.

3.3.2 Pemodelan Motor DC dengan *Fan*

Didapatkan data spesifikasi dari motor DC yang sudah terpasang dengan *fan*, yakni sebagai berikut (Facilities, 2019) (TEX-FIN, 2013):

Tabel 3.3 Spesifikasi Motor DC dengan *Fan* (Facilities, 2019) (TEX-FIN, 2013).

Spesifikasi Motor DC dengan <i>Fan</i>	
<i>Maximum Motor DC RPM</i>	1500 RPM
<i>Maximum Fan RPM</i>	424 RPM
<i>Face vel max.</i>	3,5 m/s

<i>Voltage Source of Motor DC</i>	460 V
<i>Time Constant</i>	2,5 s

Pada pemodelan fungsi transfer dari motor DC dengan *fan*, diasumsikan motor DC dengan *fan* memiliki sistem orde 0. Data yang didapatkan berupa spesifikasi masukan dan keluaran dari motor DC dengan *fan*. Sehingga fungsi transfer yang dimiliki motor DC dengan *fan* adalah sebagai berikut :

$$\frac{\omega(s)}{V(s)} = \frac{G_{Motor DC}}{\tau s + 1} \quad (3.30)$$

Dengan *gain* adalah sebagai berikut :

$$G_{Motor DC} = \frac{\Delta Output RPM}{\Delta Input VDC} \quad (3.31)$$

Keterangan :

- $G_{motorDC}$ = Gain motor DC
- $\Delta Output$ = $\omega_{Maksimum} - \omega_{minimum}$
- $\Delta Input$ = $V_{maksimum} - V_{minimum}$
- τ = Time Constant (s)
- $\omega_{maksimum}$ = RPM maksimum dari putaran motor DC
- $\omega_{minimum}$ = RPM minimum dari putaran motor DC
- $V_{maksimum}$ = Tegangan masukan maksimum motor DC (V)
- $V_{minimum}$ = Tegangan masukan minimum motor DC (V)

Dari beberapa parameter yang sudah didapatkan, jika dimasukkan ke persamaan 3.26 akan menjadi sebagai berikut :

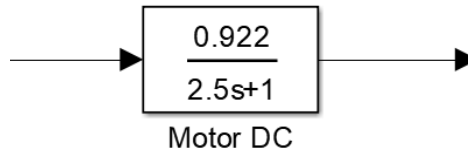
$$G_{Motor DC} = \frac{(424-0) RPM}{(460-0) V} \quad (3.32)$$

$$G_{Motor DC} = 0,922$$

Sehingga, didapatkan fungsi transfer motor DC sebagai berikut:

$$\frac{\omega(s)}{V(s)} = \frac{0,922}{2,5s+1} \quad (3.33)$$

Dari fungsi transfer motor DC tersebut, dibuat blok diagram seperti pada gambar 3.8 berikut :



Gambar 3.5 Blok Diagram Gain Motor DC pada Simulink

Pada Motor DC yang digunakan, diketahui bahwa sinyal masukan pada blok diagram motor DC adalah tegangan V_{DC} dengan tegangan maksimum 460 V, sedangkan keluaran dari pengendali adalah sinyal tegangan 4 mA hingga 20 mA. Sehingga perlu ada pengkondisian sinyal *input* motor DC yang dibuat dalam persamaan 3.34 berikut :

$$G_{VDC} = \frac{\Delta Output}{\Delta Input} \quad (3.34)$$

Keterangan :

- G_{VDC} = Gain input motor DC
- $\Delta Output$ = $V_{DC, Maksimum} - V_{DC, minimum}$
- $\Delta Input$ = $I_{maksimum} - I_{minimum}$
- $I_{maksimum}$ = Sinyal arus maksimum masukan putaran motor DC
- $I_{minimum}$ = Sinyal arus maksimum masukan putaran motor DC
- $V_{DC, Maksimum}$ = Tegangan masukan maksimum motor DC (V)
- $V_{DC, minimum}$ = Tegangan masukan minimum motor DC (V)

$$G_{VDC} = \frac{(460-0) V_{DC}}{(20-4) mA} \quad (3.35)$$

$$G_{VDC} = 28,75 \quad (3.36)$$

Diketahui juga bahwa sinyal masukan pada blok plant *air cooled heat exchanger* adalah kecepatan udara v_{udara} dengan kecepatan udara maksimum 3,5 m/s, sedangkan keluaran dari *fan* adalah putaran RPM dengan putaran maksimum sebesar 424 RPM. Sehingga perlu ada pengkondisian sinyal *output fan* yang dibuat dalam persamaan 3.37 berikut :

$$G_{Fan} = \frac{\Delta Output}{\Delta Input} \quad (3.37)$$

Keterangan :

$$G_{Fan} = Gain \ fan$$

$$\Delta Output = v_{Maksimum} - v_{minimum}$$

$$\Delta Input = \omega_{maksimum} - \omega_{minimum}$$

$$v_{maksimum} = \text{Kecepatan udara maksimum } fan \text{ (m/s)}$$

$$v_{minimum} = \text{Kecepatan udara minimum } fan \text{ (m/s)}$$

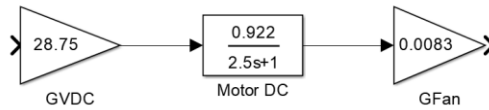
$$\omega_{maksimum} = \text{RPM maksimum dari putaran motor DC}$$

$$\omega_{minimum} = \text{RPM minimum dari putaran motor DC}$$

$$G_{Fan} = \frac{(3,5-0) V_{DC}}{(424-0) V_C} \quad (3.38)$$

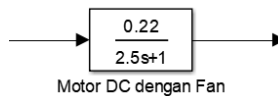
$$G_{Fan} = 0,0083 \quad (3.39)$$

Sehingga setelah dari penurunan rumus pengkondisian sinyal G_{VDC} dan G_{Fan} , dibuat model lengkap motor DC dengan *fan* dengan pengkondisian sinyal masukan dan keluaran seperti gambar 3.9 dibawah ini :



Gambar 3.6 Blok Diagram Motor DC dengan Fan dengan Pengondisian Sinyal pada Simulink.

Sehingga dibuat hanya tinggal menjadi satu blok tunggal motor DC dengan *fan* dengan mengalikan seluruh *gain* sebagaimana ditunjukkan oleh gambar 2.10 dibawah ini :



Gambar 3.7 Blok Diagram Tunggal Motor DC dengan Fan pada Simulink.

Dari fungsi transfer motor DC yang sudah dibuat, dilakukan validasi dengan menggunakan persamaan interpolasi antara input dan output motor DC dengan *fan*. Pada proses validasi yang dilakukan terhadap fungsi transfer motor DC dengan *fan*, digunakan sinyal uji input berupa 10 mA. sehingga diperoleh jumlah keluaran kecepatan udara motor DC dengan *fan*. Proses validasi dapat dihitung dengan persamaan 3.40 berikut :

$$\frac{v_a - v_b}{I_a - I_b} = \frac{v - v_b}{I - I_b} \quad (3.40)$$

$$\frac{3,5 - 0}{20 - 4} = \frac{v - 0}{10 - 4} \quad (3.41)$$

$$v = 1,3125 \text{ m/s} \quad (3.42)$$

Keterangan :

V = Sinyal input arus yang diberikan (mA)

I_a = Sinyal arus maksimum motor DC dengan *fan* (mA)

I_b = Sinyal arus minimum motor DC dengan *fan* (mA)

- v = Keluaran kecepatan udara $\left(\frac{m}{s}\right)$
 v_a = Kecepatan udara maksimum $\left(\frac{m}{s}\right)$
 v_b = Kecepatan udara minimum $\left(\frac{m}{s}\right)$

Setelah dilakukan proses validasi pada fungsi transfer motor DC dengan *fan*, maka dibuat simulasi pada software Simulink guna mencocokkan antara perhitungan manual dengan hasil simulasi. Hasil simulasi proses validasi dapat dilihat pada Lampiran.

3.3.3 Pemodelan *Temperature Transmitter*

Didapatkan *data sheet* dari sensor *temperature transmitter* yang digunakan, yakni sebagai berikut :

Data Sheet TT059

Manufacturer	: Rosemount
Range	: (-50 – 450) °C
Response Time	: 0,5 s
Accuracy	: 0,02% span

Fungsi transfer yang dimiliki sensor *temperature transmitter* adalah sebagai berikut :

$$\frac{I(s)}{T(s)} = \frac{G}{\tau s + 1} \quad (3.43)$$

Dengan *gain* adalah sebagai berikut :

$$G = \frac{\Delta Output}{\Delta Input} \quad (3.44)$$

Keterangan :

- G = Gain sensor *temperature transmitter*
 $\Delta Output$ = $I_{Maksimum} - I_{minimum}$ (4-20 mA)
 $\Delta Input$ = $T_{maksimum} - T_{minimum}$
 τ = *Time constant* (s)

Sehingga, jika dimasukkan ke persamaan 3.44 akan menjadi sebagai persamaan 3.45 berikut :

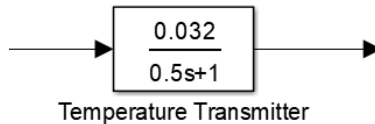
$$\frac{I(s)}{T(s)} = \frac{\frac{\Delta Output}{\Delta Input}}{\tau s + 1} \quad (3.45)$$

$$\frac{I(s)}{T(s)} = \frac{\frac{(20-4) \text{ mA}}{(450-(-50)) \text{ }^\circ\text{C}}}{0,5s+1} \quad (3.46)$$

Sehingga, didapatkan fungsi transfer *temperature transmitter* sebagai berikut:

$$\frac{I(s)}{T(s)} = \frac{0,032}{0,5s+1} \quad (3.47)$$

Dari fungsi transfer *temperature transmitter* tersebut, dibuat blok diagram seperti pada gambar 3.11 berikut :



Gambar 3.8 Blok Diagram Temperature Transmitter pada Software Simulink.

Dari fungsi transfer *temperature transmitter* yang sudah dibuat, dilakukan validasi dengan menggunakan persamaan interpolasi antara input dan output *temperature transmitter*. Pada proses validasi yang dilakukan terhadap fungsi transfer *temperature transmitter*, digunakan sinyal uji input berupa 100 °C. sehingga diperoleh jumlah keluaran sinyal tegangan *temperature transmitter*. Proses validasi dapat dihitung dengan persamaan 3.48 berikut :

$$\frac{I_a - I_b}{T_a - T_b} = \frac{I - I_b}{T - T_b} \quad (3.48)$$

$$\frac{20-4}{450-(-50)} = \frac{I-4}{100-(-50)} \quad (3.49)$$

$$V = 8,8 \quad (3.50)$$

Keterangan :

T = masukan temperatur yang diberikan ($^{\circ}\text{C}$)

T_a = Batas atas *temperature transmitter* ($^{\circ}\text{C}$)

T_b = Batas bawah *temperature transmitter* ($^{\circ}\text{C}$)

I = Keluaran sinyal arus yang dihasilkan (mA)

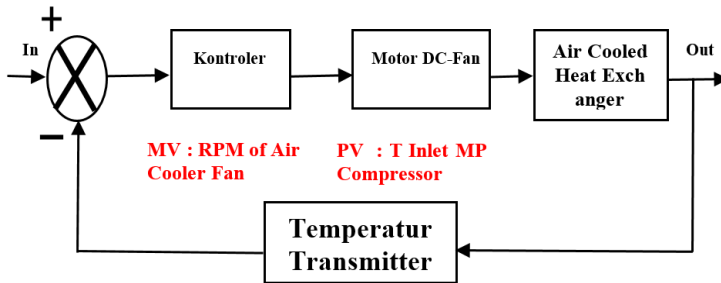
I_a = Batas atas arus *temperature transmitter* (mA)

I_b = Batas bawah arus *temperature transmitter* (mA)

Setelah dilakukan proses validasi pada fungsi transfer *temperature transmitter*, maka dibuat simulasi pada software Simulink guna mencocokkan antara perhitungan manual dengan hasil simulasi. Hasil simulasi proses validasi dapat dilihat pada Lampiran.

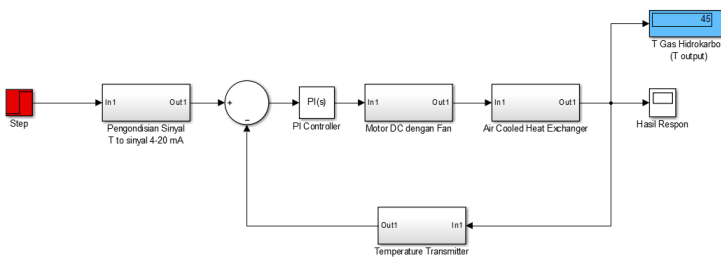
3.4 Perancangan dan Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur pada *Air Cooled Heat Exchanger* dengan Media Udara

Perancangan sistem pengendalian yang dilakukan mengacu pada diagram blok sistem pengendalian mode *feedback*. Perancangan sistem pengendalian temperature pada *air cooled heat exchanger* adalah bertujuan untuk menjaga temperatur gas hidrokarbon pada inlet *MP Compressor* tetap pada temperatur 45°C dengan mengatur putaran RPM *fan*. Dalam artian temperatur gas hidrokarbon pada inlet *MP Compressor* adalah *process variable* (PV) sedangkan kecepatan udara dari *fan* adalah *manipulated variable* (MV). Berikut adalah diagram blok sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger*.



Gambar 3.9 Sistem Pengendalian Temperatur pada *Air Cooled Heat Exchanger* (Ogata, 2004).

Kemudian dari model *air cooled heat exchanger*, motor DC dengan *fan* dan *temperature transmitter* yang sudah diperoleh, akan dimasukkan ke setiap blok diagram sistem pengendalian seperti pada gambar 3.13 tersebut. Juga dilakukan pengondisian sinyal dari masukan dari sinyal step berupa temperatur dikondisikan menjadi sinyal arus 4-20 mA. Sehingga dari blok diagram sistem pengendalian yang telah diisi dengan pemodelan, maka dibuat simulasi dari blok diagram sistem pengendalian pada software Simulink seperti pada gambar dibawah ini :



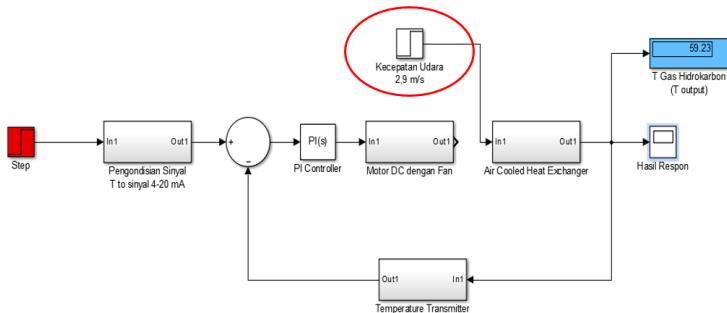
Gambar 3.10 Diagram Blok Sistem Pengendalian Temperatur pada *Air Cooled Heat Exchanger*.

Kemudian dilakukan *tuning* PID pada sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger* dengan metode Kurva Reaksi guna mendapatkan hasil respon sistem pengendalian temperatur yang optimal. *Tuning* PID dilakukan dengan

memberikan sinyal uji input untuk melihat kurva reaksi dari respon dinamik plant. Setelah itu akan dilakukan pengamatan pada beberapa parameter yang terdapat pada kurva reaksi tersebut, dan dilakukan perhitungan untuk mencari nilai K_p dan T_i .

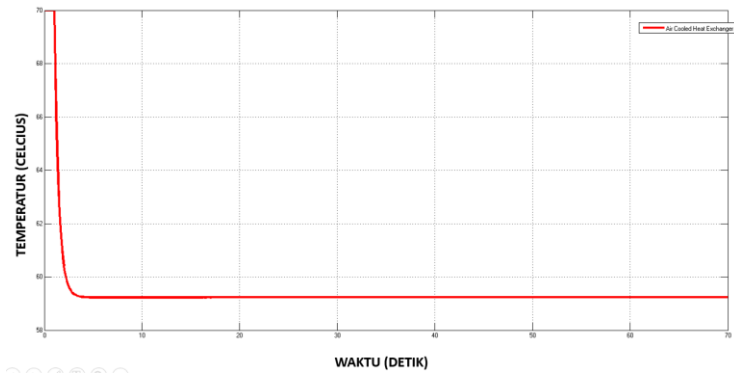
3.4.1 Pemberian Sinyal Uji Input pada Plant

Pada *tuning* PID metode kurva reaksi, dilakukan terlebih dahulu pemberian sinyal uji input pada plant saja sehingga didapatkan kurva reaksi dari respon dinamik. Sinyal uji yang digunakan merupakan sinyal uji *manipulated variable* yakni kecepatan udara sebesar 2,9 m/s sehingga berikut adalah model simulink pemberian sinyal uji input pada plant:



Gambar 3.11 Pemberian Sinyal Uji Input Kecepatan Udara pada *Air Cooled Heat Exchanger*.

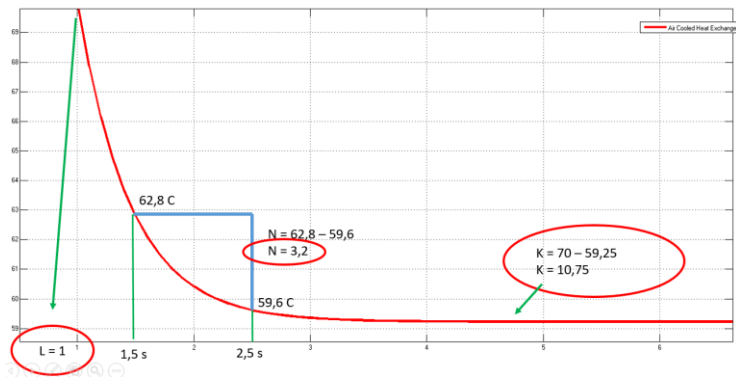
Sehingga didapatkan kurva reaksi dari respon dinamik plant sebagai berikut :



Gambar 3.12 Kurva Reaksi Respon dinamik Air Cooled Heat Exchanger.

3.4.2 Pengamatan pada Hasil Kurva Reaksi Respon Dinamik Plant

Berdasarkan kurva reaksi yang didapatkan, maka dilakukan pengamatan pada kurva reaksi sebagai berikut :



Gambar 3.13 Hasil Pengamatan Kurva Reaksi pada Respon Dinamik Sistem Pengendalian Temperatur.

Sehingga dari gambar 3.13 diatas didapatkan parameter sebagai berikut :

- $L = 1$
- $N = 3,2$
- $K = 10,75$

Maka dilakukan juga perhitungan untuk mencari T sebagai berikut :

$$T = \frac{K}{N}$$

$$T = \frac{10,75}{3,2}$$

$$T = 3,36$$

Dan R sebagai berikut :

$$R = \frac{L}{T}$$

$$R = \frac{1}{3,36}$$

$$R = 0,3$$

3.4.3 Perhitungan Kp pada Mode P

Berdasarkan parameter kurva reaksi yang didapat, maka berikut adalah nilai Kp yang akan didapatkan dengan mode pengendali P adalah :

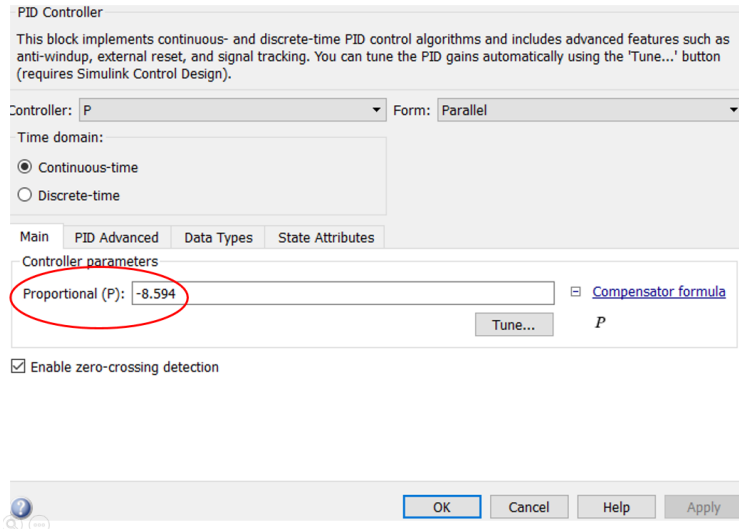
$$Kp = \frac{M}{NL} \left(1 + \frac{R}{3} \right)$$

Berdasarkan parameter kurva reaksi yang telah didapatkan, maka nilai Kp adalah sebagai berikut :

$$Kp = \frac{25}{3,2 \cdot 1} \left(1 + \frac{0,3}{3} \right)$$

$$Kp = 8,594$$

Didapatkan dari *tuning* P tersebut nilai Kp sebesar 8,6. Dari nilai Kp yang telah didapatkan, pada software Simulink, nilai Kp dimasukkan seperti pada gambar 3.16 dibawah ini.



Gambar 3.14 Tuning Pengendali mode P pada software Simulink.

3.4.4 Perhitungan K_p dan T_i pada Mode PI

Berdasarkan parameter kurva reaksi yang didapat, maka berikut adalah nilai K_p dan T_i yang akan didapatkan dengan mode pengendali PI :

$$K_p = \frac{M}{NL} \left(\frac{9}{10} + \frac{R}{12} \right)$$

$$T_i = L \left(\frac{30 + 3R}{9 + 20R} \right)$$

Berdasarkan parameter kurva reaksi yang telah didapatkan, maka nilai K_p adalah sebagai berikut :

$$K_p = \frac{25}{3,2 \cdot 1} \left(\frac{9}{10} + \frac{0,3}{12} \right)$$

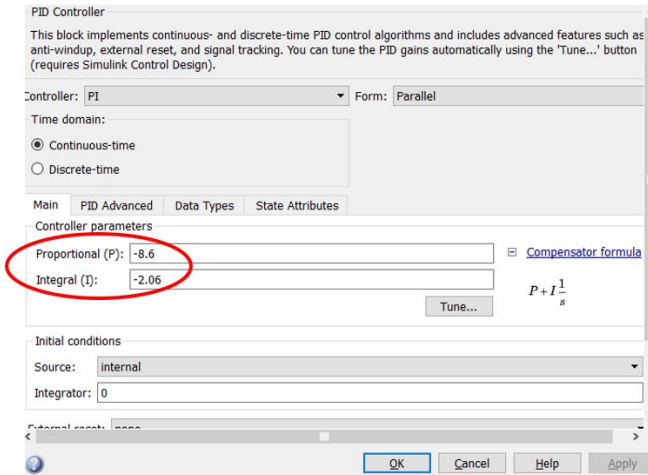
$$K_p = 8,6$$

Dan juga T_i adalah sebagai berikut :

$$T_i = 1. \left(\frac{30 + 3.0,3}{9 + 20.0,3} \right)$$

$$T_i = 2,06$$

Didapatkan dari *tuning* PI tersebut nilai Kp sebesar 8,6 dan Ti sebesar 2,06. Dari nilai Kp dan Ti yang telah didapatkan, pada software Simulink, nilai Kp dan Ti dimasukkan seperti pada gambar 3.16 dibawah ini.



Gambar 3.15 *Tuning* Pengendali mode PI pada software Simulink.

3.4.5 Perhitungan Kp, Ti dan Td pada Mode PID

Berdasarkan parameter kurva reaksi yang didapat, maka berikut adalah nilai Kp, Ti dan Td yang akan didapatkan dengan mode pengendali PID :

$$K_p = \frac{M}{NL} \left(\frac{4}{3} + \frac{R}{4} \right)$$

$$T_i = L \left(\frac{32 + 6R}{13 + 8R} \right)$$

$$T_d = L \left(\frac{4}{11 + 2R} \right)$$

Berdasarkan parameter kurva reaksi yang telah didapatkan, maka nilai K_p adalah sebagai berikut :

$$K_p = \frac{25}{3,2 \cdot 1} \left(\frac{4}{3} + \frac{0,3}{4} \right)$$

$$K_p = 11,002$$

T_i adalah sebagai berikut :

$$T_i = 1 \cdot \left(\frac{32 + 6 \cdot 0,3}{13 + 8 \cdot 0,3} \right)$$

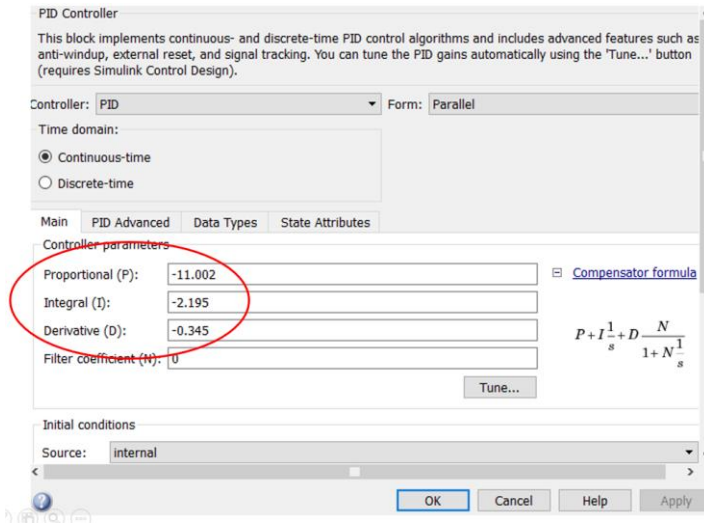
$$T_i = 2,195$$

Dan T_d adalah sebagai berikut :

$$T_d = 1 \cdot \left(\frac{4}{11 + 2 \cdot 0,3} \right)$$

$$T_d = 0,345$$

Didapatkan dari *tuning* PID tersebut nilai K_p sebesar 8,6 dan T_i sebesar 2,06. Dari nilai K_p dan T_i yang telah didapatkan, pada software Simulink, nilai K_p dan T_i dimasukkan seperti pada gambar 3.16 dibawah ini.



Gambar 3.16 Tuning Pengendali mode PID pada software Simulink.

Berdasarkan simulasi sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger* yang telah dilakukan, dapat dilihat sinyal uji input yang digunakan merupakan sinyal step sebesar 45 dengan nilai awal 0 guna menguji bagaimana respon sistem pengendalian temperatur *air cooled heat exchanger*. Sinyal step tersebut diberi suatu pengondisian sinyal terhadap sinyal arus yang diterima oleh pengendali, yakni sinyal standar 4-20 mA, sehingga pengondisian sinyal tersebut merubah dari sinyal temperatur menjadi sinyal arus standar. Pengendali yang digunakan adalah pengendali *Proportional* (P), *Proportional-Integral* (PI), *Proportional-Derivative* (PD) dan *Proportional-Integral-Derivative* (PID). Pengendali mengirim sinyal perintah berupa sinyal arus 4-20 mA ke motor DC dengan *fan* sebagai aktuator sistem pengendalian. Disini juga diberi pengondisian sinyal dari sinyal tegangan pengendali 4-20 mA ke sinyal tegangan VDC 460 V guna sinyal masukan motor DC dengan *fan*. Motor DC dengan *fan* akan merubah sinyal tegangan VDC 460 V menjadi putaran *fan* 424 RPM. Sinyal keluaran dari motor DC dengan *fan* akan

dikondisikan menjadi kecepatan hembusan udara yang mampu dihasilkan oleh *fan* tersebut. Pengondisian sinyal dari putaran *fan* menjadi hembusan udara berdasarkan spesifikasi *data sheet* performansi *fan*. Setelah itu dikalikan menjadi satu blok tunggal aktuator. Kemudian dari nilai kecepatan hembusan udara yang mana sebagai *manipulated variable*, akan diproses ke dalam blok simulink penentuan laju kalor konveksi yang akan mendinginkan gas hidrokarbon . Rumus kalor konveksi adalah terdiri dari persamaan koefisien konveksi h , bersama dengan luas penampang *air cooled heat exchanger*, temperatur permukaan dan temperatur ambient akan digunakan untuk menentukan nilai pelepasan kalor yang mampu dilepaskan oleh *air cooled heat exchanger*. Kemudian dari model jumlah kalor yang mampu dilepaskan oleh *air cooled heat exchanger*, akan dioperasikan pada model *air cooled heat exchanger* guna mengetahui hasil akhir yakni temperatur keluaran sistem pengendalian temperatur tersebut. Kemudian temperatur keluaran akan diukur oleh *temperature transmitter* kemudian akan diteruskan ke kontroler guna untuk menentukan error yang akan digunakan sebagai sinyal kontrol.

3.5 Analisa Hasil Kinerja Sistem Pengendalian Temperatur pada *Air Cooled Heat Exchanger*

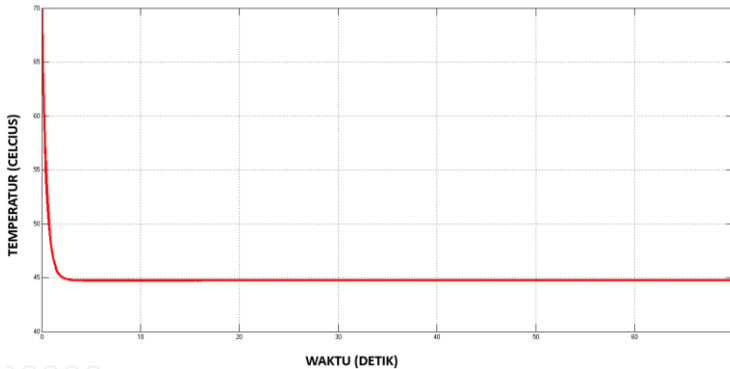
Setelah diperoleh model dari sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger* pada software Simulink, maka akan dilakukan analisa hasil kinerja sistem pengendalian temperature pada *air cooled heat exchanger*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

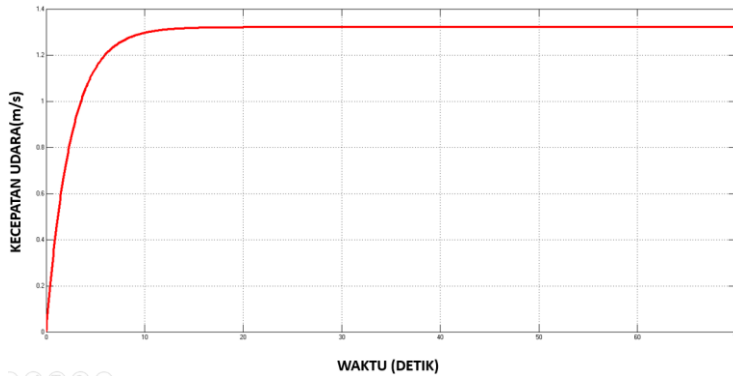
4.1 Analisa Data

Perancangan sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger* dimulai dengan pemodelan *air cooled heat exchanger*, motor DC dengan *fan* dan *temperature transmitter* pada software Simulink. Berikut adalah hasil simulasi pemodelan *air cooled heat exchanger* pada software Simulink yang ditunjukkan oleh gambar 4.1 dibawah ini.



Gambar 4. 1 Hasil Simulasi Validasi Pemodelan *Air Cooled Heat Exchanger* Pada Software Simulink.

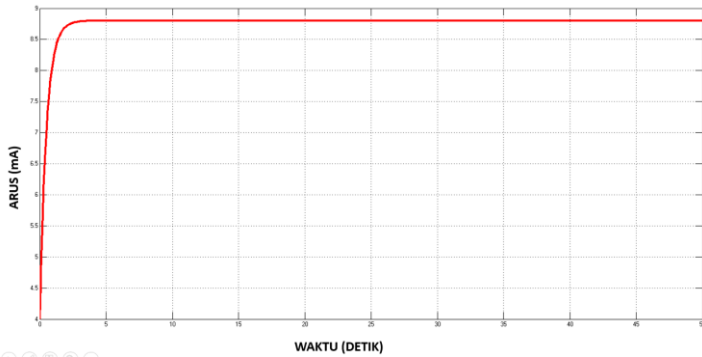
Pada gambar 4.1 diatas dapat dilihat bahwa hasil simulasi pemodelan *air cooled heat exchanger* sudah tervalidasi dengan memberikan sinyal uji input berupa kecepatan udara sebesar 2,864 m/s atau dibulatkan menjadi 2,9 m/s dapat menurunkan temperatur gas hidrokarbon dari temperatur 70 °C menjadi 44,75 °C atau jika dibulatkan menjadi 45 °C . Dan juga dari gambar 4.1 tersebut didapatkan kurva respon yang berbentuk eksponensial yang menunjukkan respon dari sistem orde 1. Sehingga pemodelan *air cooled heat exchanger* dapat dikatakan sudah valid. Kemudian berikut adalah hasil pemodelan motor DC dengan *fan* pada software Simulink yang ditunjukkan oleh gambar 4.2 dibawah ini.



Gambar 4.2 Hasil Simulasi Validasi Motor DC dengan Fan Pada Software Simulink.

Pada gambar 4.2 dapat diamati nilai dari *time constant*. *Time constant* adalah suatu nilai yang diperlukan oleh suatu sistem untuk mencapai 63,2% dari nilai akhirnya. Sehingga pada gambar dapat dilihat bahwa nilai akhir kecepatan udara keluaran sebesar 1,32 m/s. Dengan mengalikan 1,32 m/s dengan 63,2%, maka didapatkan nilai kecepatan udara sebesar 0,83424 m/s, yakni pada detik ke 2,5. Dan juga dari gambar 4.2 tersebut didapatkan kurva respon yang berbentuk eksponensial yang menunjukkan respon dari sistem orde 1. Sehingga pemodelan motor DC dengan *fan* dapat dikatakan sudah valid.

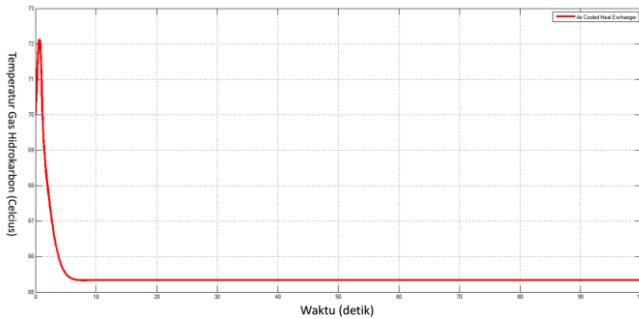
Sedangkan untuk hasil pemodelan *temperature transmitter* pada software Simulink, maka dilakukan validasi dengan memberikan sinyal uji masukan temperatur sebesar 100 °C, menghasilkan keluaran berupa arus sebesar 8,8 mA. Sehingga didapatkan hasil simulasi pemodelan *temperature transmitter* seperti pada gambar 4.3 dibawah ini.



Gambar 4.3 Hasil Simulasi Validasi *Temperature Transmitter* Pada Software Simulink.

Pada gambar 4.3 dapat diamati nilai dari *time constant*. dapat diamati nilai dari *time constant*.. Sehingga pada gambar dapat dilihat bahwa nilai akhir sinyal arus keluaran sebesar 8,8 mA. Dengan mengalikan 8,8 mA (dengan dikurangi nilai sinyal arus terkecil yakni 4 mA) dengan 63,2%, maka didapatkan nilai arus keluaran sebesar 7,0336 mA, yakni pada detik ke 0,5. Dan juga dari gambar 4.3 tersebut didapatkan kurva respon yang berbentuk eksponensial yang menunjukkan respon dari sistem orde 1. Sehingga pemodelan motor DC dengan *fan* dapat dikatakan sudah valid.

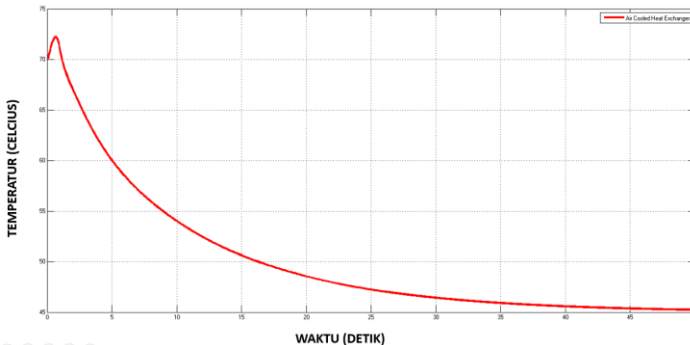
Berdasarkan perancangan dan simulasi yang telah dilakukan pada sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger* yakni dengan *tuning* PID metode Kurva Reaksi. Didapatkan nilai K_p sebesar 8,594 untuk mode P, nilai K_p sebesar 8,6 dan T_i sebesar 2,06 untuk mode PI, nilai K_p sebesar 11,002, T_i sebesar 2,195 dan T_d sebesar 0,3449. Simulasi dilakukan dengan cara mencoba 4 mode pengendalian, yakni mode P, PI, PD (dengan memakai *tuning* PID namun mengosongkan nilai Integral) dan PID. berikut adalah hasil respon dinamik dari sistem pengendalian tersebut dengan mode P ditunjukkan oleh gambar 4.4 dibawah ini.



Gambar 4.4 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur Mode P Pada Software Simulink.

Dapat dilihat pada gambar 4.4 bahwa pengendali mampu menghasilkan temperature tidak sesuai set point yakni menghasilkan keluaran temperatur sebesar 65,34 °C. Sehingga mode P tidak cocok digunakan untuk sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger*.

Kemudian berikut ini adalah hasil respon dinamik dari sistem pengendalian tersebut dengan mode PI ditunjukkan oleh gambar 4.4 dibawah ini.



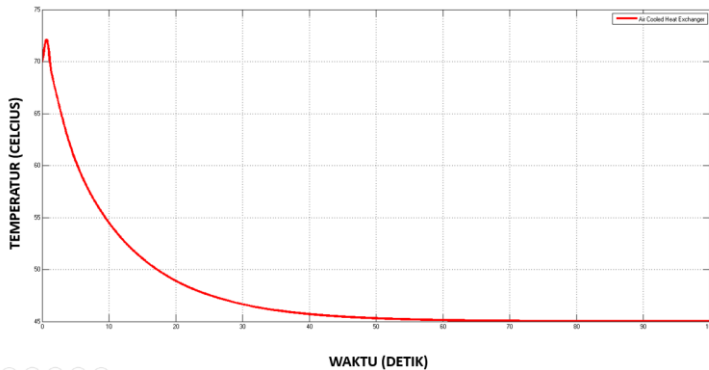
Gambar 4.5 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur Mode PI Pada Software Simulink.

Dapat dilihat pada gambar 4.4 bahwa pengendali mampu menghasilkan temperatur sesuai set point dengan performansi pengendalian berikut ini :

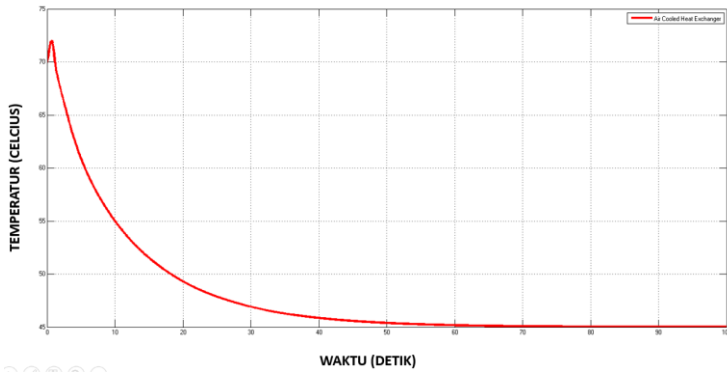
Tabel 4.1 Performansi Sistem Pengendalian Temperatur dengan $K_p = 8,6$ dan $T_i = 2,06$

<i>Rise Time</i>	24 s
<i>Settling Time</i>	35 s
<i>Overshoot</i>	0 %

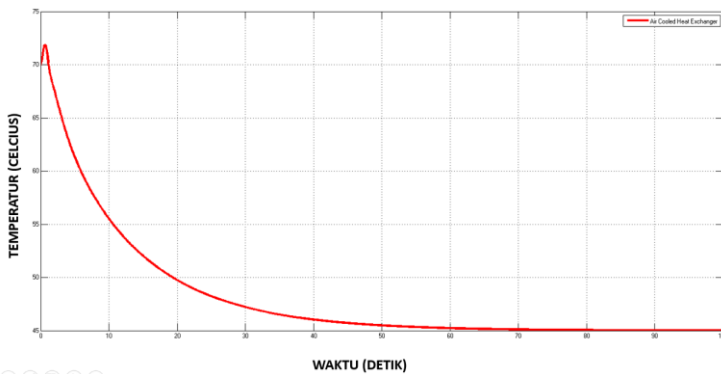
Adapun variasi yang diberikan pada sistem pengendalian temperatur tersebut yakni variasi berupa temperatur udara sekitar dengan 34 °C, 36 °C, 38 °C dan kondisi ekstrim 45 °C dan berikut adalah hasil simulasi yang didapatkan :



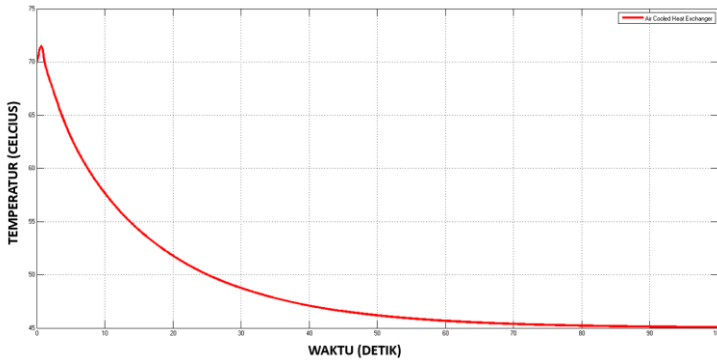
Gambar 4.6 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_∞ sebesar 34 °C.



Gambar 4.7 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 36 °C.

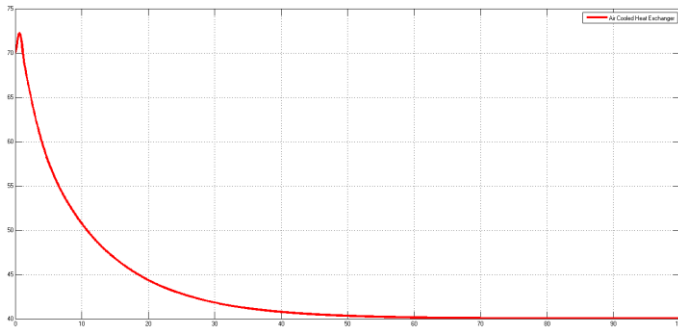


Gambar 4.8 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 38 °C.



Gambar 4.9 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 45 °C.

Kemudian juga dilakukan variasi sinyal input set point temperatur yakni sebesar 40°C dan berikut adalah hasil simulasi sistem pengendalian temperatur tersebut :



Gambar 4.10 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan Variasi Sinyal Input Set Point Temperature 40 °C.

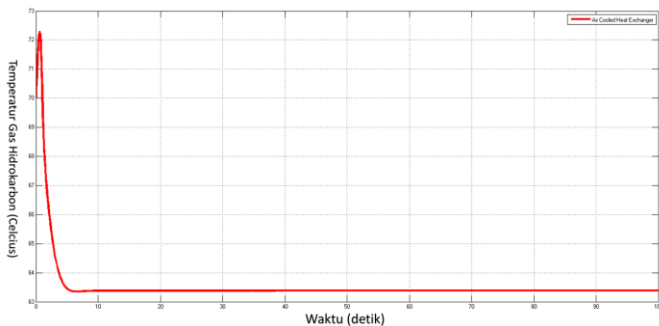
Dapat dilihat pada gambar 4.4 bahwa pengendali mampu menghasilkan temperatur sesuai set point dengan performansi pengendalian berikut ini :

Tabel 4.2 Performansi Sistem Pengendalian Temperatur dengan $K_p = 8,6$ dan $T_i = 2,06$ dengan Variasi Input Set Point Temperatur Sebesar $40\text{ }^\circ\text{C}$.

<i>Rise Time</i>	26,5 s
<i>Settling Time</i>	42 s
<i>Overshoot</i>	0 %

Dapat dilihat dari hasil simulasi model sistem pengendalian temperatur pada *software Simulink* bahwa temperatur gas hidrokarbon menurun menjadi $45\text{ }^\circ\text{C}$ meski diberi variasi temperatur udara sekitar hingga kondisi ekstrim $45\text{ }^\circ\text{C}$. Dan juga dilakukan simulasi dengan variasi input set point temperatur set point sebesar $40\text{ }^\circ\text{C}$. Namun dengan performansi yang sedikit berkurang yakni *rise time* selama 26,5 detik, *settling time* selama 42 detik dan *overshoot* sebesar 0%. Sehingga dapat dikatakan pengendali PI masih mampu mengatasi perubahan temperatur udara sekitar dan menurunkan temperatur gas hidrokarbon pada $45\text{ }^\circ\text{C}$.

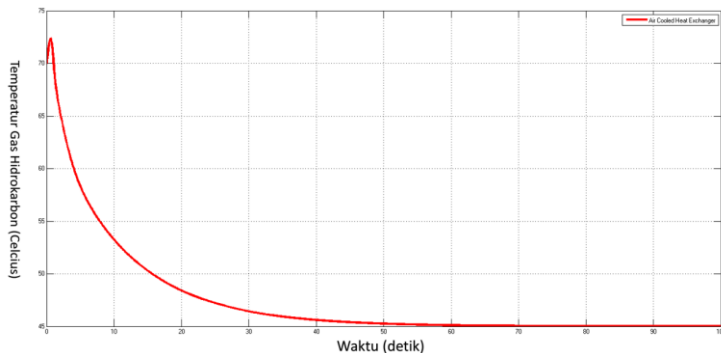
Kemudian berikut ini adalah hasil respon dinamik dari sistem pengendalian tersebut dengan mode PD ditunjukkan oleh gambar 4.4 dibawah ini.



Gambar 4.11 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur Mode PD Pada Software Simulink.

Dapat dilihat pada gambar 4.11 bahwa pengendali mampu menghasilkan temperature tidak sesuai set point yakni menghasilkan keluaran temperatur sebesar 63,38 °C. Sehingga mode PD tidak cocok digunakan untuk sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger*.

Kemudian berikut ini adalah hasil respon dinamik dari sistem pengendalian tersebut dengan mode PID ditunjukkan oleh gambar 4.4 dibawah ini.

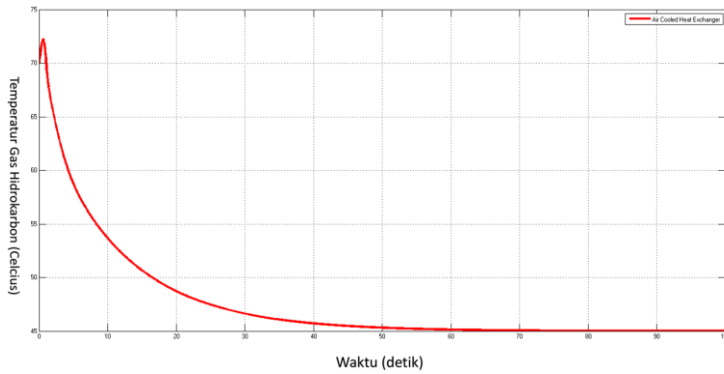


Gambar 4.12 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur Mode PID Pada Software Simulink.

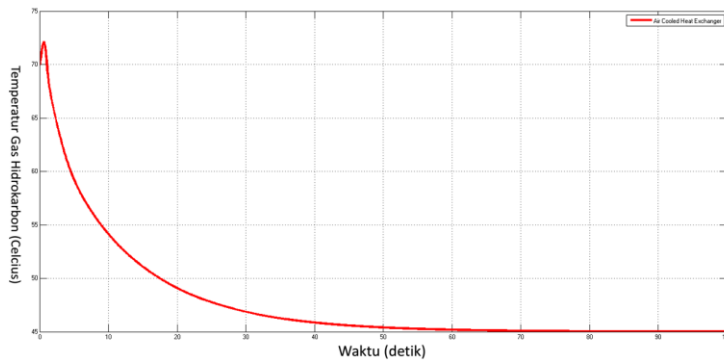
Tabel 4.3 Performansi Sistem Pengendalian Temperatur dengan $K_p = 11,002$, $T_i = 2,195$ dan $T_d = 0,3449$.

<i>Rise Time</i>	22,05 s
<i>Settling Time</i>	42,3 s
<i>Overshoot</i>	0 %

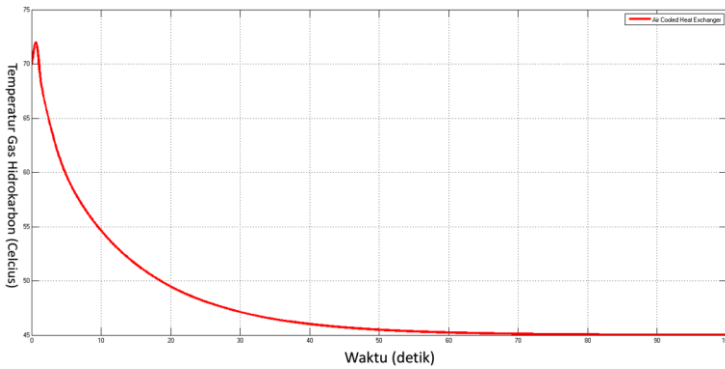
Adapun variasi yang diberikan pada sistem pengendalian temperatur tersebut yakni variasi berupa temperatur udara sekitar dengan 34 °C, 36 °C, 38 °C dan kondisi ekstrim 45 °C dan berikut adalah hasil simulasi yang didapatkan :



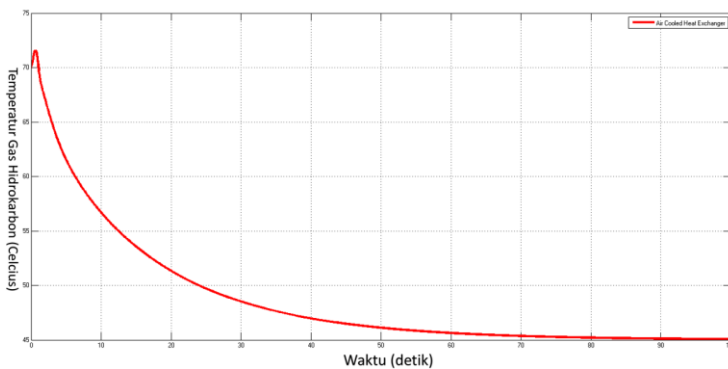
Gambar 4.13 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 34 °C.



Gambar 4.14 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 36 °C.

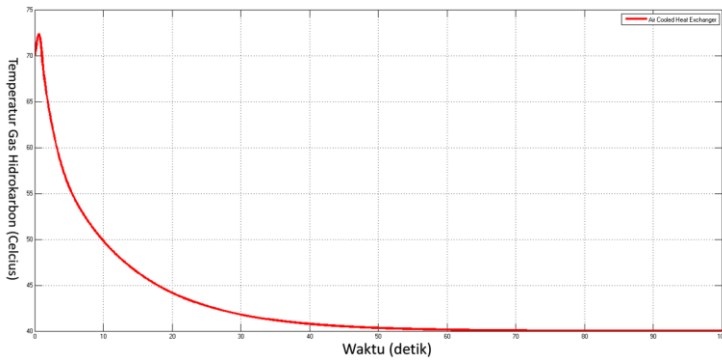


Gambar 4.15 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 38 °C.



Gambar 4.16 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan variasi T_{∞} sebesar 45 °C.

Kemudian juga dilakukan variasi sinyal input set point temperatur yakni sebesar 40°C dan berikut adalah hasil simulasi sistem pengendalian temperatur tersebut :



Gambar 4.17 Hasil Simulasi Sistem Pengendalian Temperatur dengan Variasi Sinyal Input Set Point Temperature 40 °C.

Dapat dilihat pada gambar 4.4 bahwa pengendali mampu menghasilkan temperatur sesuai set point dengan performansi pengendalian berikut ini :

Tabel 4.4 Performansi Sistem Pengendalian Temperatur dengan $K_p = 11,002$, $T_i = 2,195$ dan $T_d = 0,3449$ dengan Variasi Input Set Point Temperatur Sebesar 40 °C.

<i>Rise Time</i>	22,4 s
<i>Settling Time</i>	43,2 s
<i>Overshoot</i>	0 %

Dapat dilihat dari hasil simulasi model sistem pengendalian temperatur pada *software Simulink* bahwa temperatur gas hidrokarbon menurun menurun menjadi 45 °C meski diberi variasi temperatur udara sekitar hingga kondisi ekstrim 45 °C. Dan juga dilakukan simulasi dengan variasi input set point temperatur set point sebesar 40 °C. Namun dengan performansi yang sedikit berkurang yakni *rise time* selama 22,4 detik, *settling time* selama 43,2 detik dan *overshoot* sebesar 0%. Sehingga dapat dikatakan pengendali PI masih mampu mengatasi perubahan temperatur

udara sekitar dan menurunkan temperatur gas hidrokarbon pada 45 °C.

4.2 Pembahasan

Berdasarkan hasil simulasi untuk validasi yang telah dilakukan pada model plant *air cooled heat exchanger* pada Simulink, dapat diamati bahwa pemodelan plant *air cooled heat exchanger* sudah tervalidasi dengan diberikan sinyal uji input berupa kecepatan udara sebesar 2,864 m/s atau dibulatkan menjadi 2,9 m/s dapat menurunkan temperatur 70 °C menjadi 45 °C. Kemudian untuk hasil simulasi untuk validasi yang telah dilakukan pada motor DC dan *fan* pada Simulink, dapat diamati bahwa pemodelan motor DC dan *fan* sudah tervalidasi dengan memberikan sinyal uji masukan berupa tegangan 3 V dan memiliki keluaran berupa kecepatan udara sebesar 1,76 m/s sesuai dengan perhitungan manual dengan persamaan 3.42. Selanjutnya, untuk hasil simulasi untuk validasi yang telah dilakukan pada *temperature transmitter* pada Simulink, dapat diamati bahwa pemodelan *temperature transmitter* sudah tervalidasi dengan memberikan sinyal uji masukan berupa temperature sebesar 100 °C dan memiliki keluaran berupa sinyal arus sebesar 8,8 mA. Hasil yang sama juga ditunjukkan oleh perhitungan manual pada persamaan 3.50.

Setelah dilakukan simulasi validasi untuk plant *air cooled heat exchanger*, motor DC dengan *fan* dan *temperature transmitter*, maka dilakukan perancangan dan simulasi sistem pengendalian temperatur gas hidrokarbon pada *air cooled heat exchanger*. *Tuning* PID dilakukan untuk mode P, PI, PD (dengan menggunakan K_p dan T_d dari perhitungan PID) dan PID. Berdasarkan hasil simulasi sistem pengendalian temperature pada mode P yang telah dilakukan, dengan nilai K_p sebesar 8,594 didapatkan hasil keluaran temperatur gas hidrokarbon 65,34 °C dengan temperatur udara sekitar rata-rata berdasarkan data di lapangan sebesar 32 °C. Sehingga dapat dikatakan bahwa pengendali dengan mode P tidaklah cocok dikarenakan keluaran temperatur yang tidak mampu mencapai set point. Kemudian berdasarkan hasil simulasi sistem pengendalian temperature pada mode PI yang telah dilakukan, dengan nilai K_p sebesar 8,6 dan T_i

sebesar 2,06 didapatkan hasil keluaran temperatur gas hidrokarbon 45 °C dengan temperatur udara sekitar rata-rata berdasarkan data di lapangan sebesar 32 °C dengan performansi *rise time* selama 24 detik, *settling time* selama 35 detik dan *overshoot* sebesar 0%. Dapat dikatakan bahwa pengendali mode PI cocok. Sehingga dapat dilakukan variasi terhadap temperature udara sekitar sebesar 34 °C, 36 °C, 38 °C dan kondisi ekstrim 45 °C. Didapatkan hasil keluaran dari sistem pengendalian temperatur untuk temperatur memiliki pola grafik respon yang ditunjukkan berpola yang identik dan sama, yakni memiliki kecenderungan untuk stabil. Setelah itu dilakukan juga variasi input step dengan menggunakan set point temperatur sebesar 40 °C, hasilnya juga tetap mampu mencapai set point.

Kemudian dilakukan simulasi sistem pengendalian temperatur dengan mode PD. Berdasarkan hasil simulasi sistem pengendalian temperature pada mode P yang telah dilakukan, dengan nilai Kp sebesar 8,594 didapatkan hasil keluaran temperatur gas hidrokarbon 63,38 °C dengan temperatur udara sekitar rata-rata berdasarkan data di lapangan sebesar 32 °C. Sehingga dapat dikatakan bahwa pengendali dengan mode PD tidaklah cocok dikarenakan keluaran temperatur yang tidak mampu mencapai set point. Kemudian berdasarkan hasil simulasi sistem pengendalian temperature pada mode PI yang telah dilakukan, dengan nilai Kp sebesar 11,002, Ti sebesar 2,195 dan Td sebesar 0,3449 sehingga didapatkan hasil keluaran temperatur gas hidrokarbon 45 °C dengan temperatur udara sekitar rata-rata berdasarkan data di lapangan sebesar 32 °C dengan performansi *rise time* selama 22,05 detik, *settling time* selama 42,3 detik dan *overshoot* sebesar 0%. Dapat dikatakan bahwa pengendali mode PID cocok. Sehingga dapat dilakukan variasi terhadap temperature udara sekitar sebesar 34 °C, 36 °C, 38 °C dan kondisi ekstrim 45 °C. Didapatkan hasil keluaran dari sistem pengendalian temperatur untuk temperatur memiliki pola grafik respon yang ditunjukkan berpola yang identik dan sama, yakni memiliki kecenderungan untuk stabil. Setelah itu juga dilakukan dengan variasi input step dengan menggunakan set

point temperatur sebesar 40 °C, hasilnya juga tetap mampu mencapai set point.

Pada sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger*, pengendali yang sesuai adalah pengendali dengan mode PI dengan K_p sebesar 8,6 dan T_i sebesar 2,06 yang didapatkan dengan metode Kurva Reaksi. Penggunaan mode *proportional* pada pengendali berfungsi untuk mempercepat respon dari temperatur gas hidrokarbon *air cooled heat exchanger* sehingga diharapkan *rise time* dari sistem pengendalian tersebut agar lebih singkat dikarenakan respon plant temperatur pada umumnya cenderung lama. Tetapi penggunaan mode *proportional* juga memiliki efek samping yakni adanya error atau kesalahan. Sehingga perlu juga ditambah mode *integral* untuk mengurangi error sehingga sistem pengendalian temperatur tersebut memiliki keluaran yang memiliki error yang terminimalisasi. Penggunaan *derivative* juga dapat mempercepat respon namun berimbas kepada *settling time* yang semakin lama.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil dan analisa data dari penelitian yang telah dilakukan, kesimpulan yang didapatkan adalah sebagai berikut:

- Pemilihan sistem pendingin gas hidrokarbon sebagai inlet ke MP Compressor Suction Scrubber dilakukan dengan cara mengidentifikasi terlebih dahulu parameter proses yang ada pada gas hidrokarbon. Dari parameter proses gas hidrokarbon yang akan didinginkan, maka dilakukan perhitungan cooling load atau beban pendinginan. Setelah dilakukan perhitungan cooling load dari parameter proses gas hidrokarbon dengan kondisi maksimal atau kalor maksimal. Dengan beracuan terhadap Hukum Keseimbangan Energi, maka sebuah air cooled heat exchanger harus mampu melepaskan kalor sejumlah cooling load gas hidrokarbon secara konveksi. Sehingga kapasitas pelepasan kalor dari air cooled heat exchanger ditentukan dari parameter luasan permukaan pelepasan kalor. Untuk menentukan luasan permukaan yang diperlukan, maka diperlukan data properti udara sekitar yang digunakan sebagai media pendingin guna mencari nilai koefisien konveksi h rata-rata, sehingga luasan permukaan minimum yang dibutuhkan dapat ditentukan untuk air cooled heat exchanger yakni sebesar 1431,327 m² agar dapat mendinginkan cooling load sebesar 1264,4515 kJ secara efektif.
- Perancangan sistem pengendalian temperatur pada air cooled heat exchanger dilakukan dengan pertama-tama pemodelan plant *air cooled heat exchanger*, pemodelan motor DC dengan fan dan pemodelan temperature transmitter. Selanjutnya dilakukan dengan simulasi untuk validasi setiap pemodelan dengan software Simulink dan perhitungan manual guna memeriksa apakah pemodelan sudah benar. Kemudian dilakukan penggabungan pemodelan air cooled heat exchanger, motor DC dengan fan, temperature transmitter

menjadi diagram blok sistem pengendalian beserta blok pengendali. *Tuning* PID dilakukan dengan metode Kurva Reaksi. Mode pengendali yang digunakan adalah mode P, PI, PD (dengan menggunakan nilai K_p dan T_d dari perhitungan PID) dan PID

- Dari simulasi dan analisa data yang telah dilakukan, sistem pengendalian temperatur pada air cooled heat exchanger yang telah memiliki kinerja relatif bagus pada pengendali mode PI dan PID. Dikarenakan hasil respon dari simulasi sistem pengendalian yang mampu mencapai set point serta mampu mengatasi kondisi ekstrim (temperatur gas hidrokarbon maksimum sebesar $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ dan variasi temperatur udara sekitar hingga sebesar $45\text{ }^{\circ}\text{C}$). Dengan performansi dari mode PI yakni rise time dari 10% hingga 90% adalah 24 detik, settling time sebesar 35 detik untuk mencapai set point dengan error sebesar 2% dan overshoot sebesar 0% sedangkan untuk mode PID yakni rise time dari 10% hingga 90% adalah 22,05 detik, settling time sebesar 42,3 detik untuk mencapai set point dengan error sebesar 2% dan overshoot sebesar 0%. Untuk pengendali mode P dan PD dapat dikatakan tidak cocok karena ketidakmampuan untuk mencapai set point.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diberikan untuk penelitian yakni Spesifikasi dan data *sheet* dari perangkat yang digunakan pada sistem pengendalian temperatur pada *air cooled heat exchanger* ada baiknya jika diberikan secara lengkap agar model dapat dibuat lebih baik lagi.

DAFTAR PUSTAKA

- Automation Technologies Online*. (t.thn.). Diambil kembali dari RTD Sensor, PT100, Sheath, 3 Wire: <https://www.ato.com/rtd-sensor-pt100-sheath-3-wire>
- Cengel, Y. A. (2003). *Heat Transfer: A Practical Approach (Second Edition)*.
- Coughanowr, D. R. (1991). *Process Systems Analysis and Control (2/e)*. New York: McgrawHill.
- Earl Logan Jr, R. R. (1995). *Handbook of Turbomachinery Second Edition*. Arizona: Marvel Dekker, Inc.
- Facilities, E. S. (2019). *Study Report For Cooling System At CPP Compressor Inlet*. Gresik: PT. PGN Saka Migas Manyar Gresik.
- Farabard.IR. (2019, March 23). *Air Cooled Heat Exchanger Axial Fan*. Diambil kembali dari Farabard.IR: <http://farabard.ir/en/product/detail/21/Air-Cooled-Heat-Exchanger-Axial-Fan>
- Gozuk. (2019, January 2). *What is Variable Speed Drive used for?* Diambil kembali dari Gozuk Variable Speed Drive: <http://www.variablespeeddrive.co.za/what-is-variable-speed-drive-used-for-991850.html>
- Hyun Min Kwon, T. S. (2018). Performance Improvement of Gas Turbine Combined Cycle Power Plant by Dual Cooling of The Inlet Air and Turbine Coolant Using an Absorption Chiller. *Energy*, *I*(163), 1050-1061.
- Ibrahim, D. (2002). *Temperature Sensors. Microcontroller Based Temperature Monitoring and Control*. Elsevier.
- Laval, A. (t.thn.). *Olmi Air Cooler*. (Alfa Level Corporate AB) Dipetik March 10, 2019, dari <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/finned-tube-air-heat-exchangers/finned-tube-air-heat-exchangers/olmi-air-cooler/>
- Media, H. D. (t.thn.). *Air Cooled Heat Exchanger*. (SolidsWiki) Dipetik March 8, 2019, dari

- http://www.solidswiki.com/index.php?title=Air_Cooled_Heat_Exchangers
- Ogata, K. (2004). *System Dynamics Fourth Edition*. New Jersey: Pearson Prentice Hall.
- Pritchard, P. J. (2011). *Fox and McDonalds Introduction to Fluid Mechanics Eight Edition*. Manhattan: John Wiley & Sons, Inc.
- PT. Control Systems Beltway Office Park. (2010). *Temperature Transmitter & Thermowells Specification Sheet*. Jakarta Selatan: PT. Saka Migas PGN Gresik.
- R. Saidur, S. M. (2011). Applications of Variable Speed Driver (VSD) in Electrical Motors Energy Savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 543-550.
- ScienceLine, U. S. (t.thn.). *Why does hot air see?* (Material Research Laboratorium UC Santa Barbara) Dipetik March 15, 2019, dari <http://scienceline.ucsb.edu/getkey.php?key=3901>
- Sources, G. (2019, March 13). *DC Motors*. Diambil kembali dari Global Sources: <https://www.globalsources.com/gsol/I/DC-motor/p/sm/1143634601.htm#1143634601>
- Suyadhi, T. D. (2018, December 20). *Teknik Kendali PID*. Diambil kembali dari Robotics University: <http://www.robotics-university.com/2015/02/teknik-kendali-pid.html>
- T. Ahmed, N. M. (2017). A Review of Gravity Three-Phase Separator. *Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences*, 8(3), 143-153.
- T. Ahmed, N. M. (2017). A Review of Gravity Three-Phase Separator. *Journal of Emerging Trends in Engineering and Applied Sciences*, 8(3), 143-153.
- Technologies, S. (2019, March 23). *SPX*. Diambil kembali dari Air Cooled Heat Exchangers: <https://spxcooling.com/products/detail/air-cooled-heat-exchangers>
- TEX-FIN. (2013). *API 661 Air-Cooled Heat Exchanger*. TEX-FIN Corp.

Yudanto, R. (2018, July 10). Desain Cooling System Untuk Mengoptimalkan Kinerja Compressor. (E. N. Reynaldi, Pewawancara)

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN B

Kondisi operasional CPP Unit.

<i>Parameter</i>	<i>Current Condition</i>	
Outlet MP Separator A/B	<i>Temperature (C)</i>	62-70
	<i>Pressure (Barg)</i>	16.62
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	65.44
	<i>Mass Flow Rate (kg/h)</i>	82388
	<i>Specific Heat Liquid (kJ/kg.K)</i>	4.316
	<i>Specific Heat Vapor (kJ/kg.K)</i>	2.21
Inlet 1st Stage MP Compressor Suction Scrubber	<i>Temperature (C)</i>	62.66
	<i>Pressure (Barg)</i>	16.61
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	44.66
	<i>Mass Flow Rate (kg/h)</i>	82388
	<i>Specific Heat Liquid (kJ/kg.K)</i>	4.316
	<i>Specific Heat Vapor (kJ/kg.K)</i>	2.21
1st Stage MP Compressor	<i>Suction Temperature (C)</i>	62.57
	<i>Suction Pressure (Barg)</i>	16.44
	<i>Discharge Temperature (C)</i>	157.96
	<i>Discharge Pressure (Barg)</i>	45.91
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	44.66
	<i>Power (kW)</i>	2584
1st Stage MP Discharge Cooler	<i>Inlet temperature (C)</i>	157.96
	<i>Outlet Temperature (C)</i>	36.65
	<i>Duty (kW)</i>	-4079
	<i>Maximal Abs Power Fan (kW)</i>	64.453
	<i>MP Recycle Flowrate for New Recycle Line</i>	5.29 MMscfd / 8.5 BPD
	<i>Outlet Temperature at New MP Recycle Line (C)</i>	20.2
	<i>Flowrate to MP Separator Oil Pump</i>	38.85 MMscfd / 62.45 BPD

<i>Inlet 1st Stage GL Suction Scrubber</i>	<i>Temperature (C)</i>	69.74
	<i>Pressure (Barg)</i>	16.29
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	26.12
<i>1st Stage GL Compressor</i>	<i>Suction Temperature (C)</i>	69.66
	<i>Suction Pressure (Barg)</i>	16.12
	<i>Discharge Temperature (C)</i>	155.24
	<i>Discharge Pressure (Barg)</i>	40.8
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	26.12
	<i>Power (kW)</i>	1365
<i>1st Stage GL Discharge Cooler</i>	<i>Inlet temperature (C)</i>	155.24
	<i>Outlet Temperature (C)</i>	51.66
	<i>Duty (kW)</i>	2013
	<i>Maximal Abs Power Fan (kW)</i>	1.89
	<i>Recycle Flowrate</i>	-
	<i>Flowrate to 2nd GLC</i>	25.87 MMscfd / 34.03 BPD
<i>Inlet 2nd Stage GL Suction Scrubber</i>	<i>Temperature (C)</i>	51.66
	<i>Pressure (Barg)</i>	40.62
	<i>Gas Flowrate (MMscfd)</i>	25.87 MMscfd / 34.03 BPD
<i>2nd Stage GL Compressor</i>	<i>Suction Temperature (C)</i>	51.33
	<i>Suction Pressure (Barg)</i>	39.91
	<i>Discharge Temperature (C)</i>	132.34
	<i>Discharge Pressure (Barg)</i>	94.83
	<i>Flowrate (MMscfd)</i>	25.7
	<i>Power (kW)</i>	1162
<i>2nd Stage GL Discharge Cooler</i>	<i>Inlet temperature (C)</i>	132.34
	<i>Outlet Temperature (C)</i>	39.48
	<i>Duty (kW)</i>	-1892
	<i>Maximal Abs Power Fan (kW)</i>	3.71
	<i>Recycle Flowrate</i>	-

	<i>Flowrate to 2nd GLC</i>	25.80 MMscfd / 9.06 BPD
--	----------------------------	----------------------------

LAMPIRAN C

Datasheet motor DC dengan fan yang digunakan.

API 661 Air-Cooled Heat Exchanger - Specification Sheet			
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; background-color: #e0f0e0;"> <p style="margin: 0;">APPROVED</p> <p style="margin: 0;">By Todd Harvey at 11:36 am, Sep 30, 2013</p> </div>		Job No.	18680-2
		Page	Page 1
		Date	9/24/2013
		Proposal No.	
		Inquiry No.	
		Item No.	HE-2500
		By	D.HOLK
		Revision	2
		Contract No.	
		Order No.	
Manufacturer	TEX-FIN	Heat exchanged	(Btu/hr) 2801028
Model no.	10-26-D8-H15-FV-D	Surface/Item-Finned tube	(ft2) 28922
Customer	DBERON FUELS	Bare tube	(ft2) 1345.2
Plant location		MTD, Eff.	(Deg. F) 51.8
Service	METHANOL CONDENSER	Transfer rate-Finned	(Btu/ft2-hr-F) 2.310
Type draft	FORCED	Bare tube, service	(Btu/ft2-hr-F) 49.66
Bay size (WxL)	(ft) 10.211 x 26.000	Bare tube, clean	(Btu/ft2-hr-F) 56.06
No. of bays/items	1		
Basic design data			
Pressure design code	ASME	Structural code	UBC/AISC
Tube bundle code stamped	YES	Flammable service	NO
Heating coil code stamped	N/A	Lethal/toxic service	NO
Performance Data - Tube Side			
Fluid name	Methanol		
Total fluid entering (lb/hr)	23041	Total flow rate (Liq/Vap) (lb/hr)	In 345.6 / 22696 / 3414.1 / 19627
Dew/bubble point (Deg. F)	/	Water/Steam (lb/hr)	0.0 / 0.0 / 0.0 / 0.0
(Deg. F)		Noncondensables (lb/hr)	0.0 / 0.0
Latent heat (Btu/lb)	994.70	Molecular Wt. (Vap/Non-cond)	/ /
Inlet pressure (psi)	5.000 / 0.292	Density (Liq/Vap) (lb/ft3)	44.920 / 1.8500 / 46.720 / 1.9748
Pressure drop (All/Calc) (psi)	3.88	Specific heat (Liq/Vap) (Btu/lb-F)	0.8590 / 0.5900 / 0.7521 / 0.6060
Velocity (Allow/Calc) (ft/sec)	0.00200	Thermal cond. (Liq/Vap) (Btu/hr-ft-F)	0.2839 / 0.0380 / 0.1378 / 0.0362
Inside fouling resistance (ft2-hr-F/Btu)		Viscosity (Liq/Vap) (cP)	0.3630 / 0.0170 / 0.8542 / 0.0117
Temperature (Deg. F)	In 230.02 / Out 132.00		
Performance Data - Air Side			
Air inlet temperature (Deg. F)	112.00	Face velocity (SFPM)	560.10
Air flow rate/item (SCFM)	145361	Minimum design ambient temp. (Deg. F)	10.02
Mass velocity (lb/hr-ft2)		Altitude (ft)	0.000
Air outlet temperature (Deg. F)	129.80	Static pressure (inH2O)	0.544
Air flow rate/fan (ACFM)	78553		
Design, Material, and Construction			
Design pressure (psig)	1200.00	Heating Coil	
Test pressure (psig)	TempCorr 1650.00	No. of tubes	N/A
Design temperature (Deg. F)	300.02	Tube outside diameter (Inch)	
Min. design metal temp. (Deg. F)		Tube material	
Tube bundle		Fin material and type	
Size (WxL) (ft)	9.982 X 26.000	Fin thickness (Inch)	
No./Bay	1	ASME Code, Sec. VIII, Div. 1	
Number of tube rows	4	Heating fluid	
Bundles in parallel	1	Heating fluid flow rate (lb/hr)	
Bundles in series		Temperature (In/Out) (Deg. F)	/ /
Structure mounting	Above Grade	Inlet pressure (psia)	/ /
Pipe rack beams	NONE	Pressure drop (All/Calc) (psi)	/ /
Ladders, walkways, platforms	NONE	Design temperature (Deg. F)	/ /
Structure surface prep.	GALV	Design pressure (psia)	/ /
Header surface prep.	NONE	Inlet/Outlet nozzle	/ /
Louwer		Header	
Material	Alum	Type	WELDED BOX
Action control	Manual	Material	SAC30-304/304L
Action type		Corrosion Allowance (Inch)	0.0313
		No. of passes	1

LAMPIRAN C (Lanjutan)

API 661 Air-Cooled Heat Exchanger - Specification Sheet					
<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; background-color: #e0f0e0;"> <p style="margin: 0;">APPROVED</p> <p style="margin: 0; font-size: small;">By Todd Harvey at 11:48 am, Sep 30, 2013</p> </div>		Job No.	18680-2	Item No.	HE-2500
		Page	Page 2	By	D.HOLK
		Date	9/24/2013	Revision	2
		Proposal No.		Contract No.	
		Inquiry No.		Order No.	
Design, Material, and Construction (continued)					
Header (continued)			No./Bundle		
Slope	NO		Length	(ft) 26.000	
Plug material	304SS		Pitch	(Inch) 2.3125	
Gasket material	3SS		Layout	Triangular	
Nozzle			Fin		
Inlet	No.	Size, (Inch)	Rating/Facing	Type	L-FOOTED
Outlet	1	6.0000	900# RTJWN	Material	Aluminum 1060 - H14
Vent	1	4.0000	900# RTJWN	Thickness	(Inch) 0.0150
Drain	1	1.0000	6000# CPLG	Selection temp.	(F)
Chemical Cleaning				Outside diameter	(Inch) 2.2500
Min. Wall Thk.				Fin density	(fin/inch) 10.0
Tube			ASME Code, Sec. VIII, Div. 1		
Material	SA249-304/304L		Customer Specifications	NONE	
Tube outside diameter	(Inch)	1.0000			
Average wall thickness	(Inch)	0.0650			
Mechanical			Equipment		
Fan			RPM		
Manufacturer	MOORE		Service factor	1.15	
No./Bay	2		Enclosure	TEFC	
RPM	(Revs/min.)	424	Voltage	460	
Diameter	(ft)	7.000	Phase	3	
No. of blades		3	Cycle	60	
Angle	(degrees)	17	Fan noise level	(dB) 79.3	
Pitch adjustment	MANUAL		Speed Reducer		
Blade material	ALUM		Type	V-BELT	
Hub material	ALUM		Manufacturer		
BHP@design temp	11.44		No./Bay	2	
BHP@min. ambient temp			Service factor	1.4	
Tip speed	10656		Speed ratio	4.1:1	
Driver			Support		
Type	ELEC MOTOR		Vib. switch	MURPHY	
Manufacturer			Enclosure	2VSEX	
No./Bay	2				
Driver	(hp)	15			
Controls - Air Side					
Air recirculation			Louvers		
Degree control of outlet process temp.	NONE		Positioner		
(Max. Cooling), +/-	/		Signal air pressure (psia)		
Action on control signal failure			From	To	
Fan pitch			From	To	
Louvers			Supply air pressure (psia)		
Actuator air supply			From	To	
Fan			From	To	
Shipping					
Plot area (WxL)	(ft)	10.211 x 26.000	Total	(lb)	27325
Bundle weight	(lb)	13852	Shipping	(lb)	
Bay	(lb)				

LAMPIRAN D

Datasheet Temperature Transmitter



PT. CONTROL SYSTEMS

BELTWAY OFFICE PARK
Building A, 2nd Floor, Jl. Anggra Raya No. 9-10
Jakarta Selatan
TEL : (021) 7807831/FAX : (021) 7807879

Client Project		Temperature Transmitter & Thermowells Specification Sheet		Sheet	4	of	33
		Doc No.	1PU-WP-W4-DR- (05-014)	Rev.	D1		
PT. GUNANUSA UTAMA FABRICATORS CPP & AUP EPOC LULUNG PANGKAH DEVELOPMENT OFFSHORE PHASE II				CHKD	MA	APPR.	WR/WV
GENERAL	1	Tag No.	S32-TT-059A				
	2	Description of Service	MP SEPARATOR A TEMPERATURE				
	3	P&ID No.	UPD-WP-W4-PR-DR-1034				
	4	Line Number : Equipment No	N/A	S32-V-02A			
	5	Line Size - Line Schedule					
	6	Hazardous Area Classification	Class I, Zone 2, Group IIA, T3				
	7	Enclosure Protection	Ex d IIC T6/DP 68				
PROCESS CONDITIONS	8	Pressure	Minimum	Operating	Maximum	Design	Unit
	9	Process Temperature		21 TO 40		95	bar-g
	10	Ambient Temperature		25 TO 50		65	°C
	11	Fluid : State	Hydrocarbon	Gas			
	12	Density	KG/M3	19.5			
	13	Flow Rate	MMSCFD	119			
	14	Velocity (max)	M/S	0.7			
15	Viscosity	cP	0.012				
TRANSMITTER	16	Manufacturer	Rosemount				
	17	Model Number	314P06A1E1M5CNC2C4G4XA				
	18	Mounting : Mounting Bracket	Head Mounted				N/A
	19	LCD Meter	LCD display				
	20	Housing	Field Mount Housing (Dual-Compartment), 316 SST, M20 x 1.5 (CM20)				
	21	Power Supply	12.0 to 42.4 vdc				
	22	Accuracy	0.02% of Span				
	23	Calibration Range	0	-	100	°C	
	24	Instrument Range	-50	-	450	°C	
	25	Response Time	0.5 seconds for single sensor				
	26	SIL Requirement	NO				
29	Calibration Certificate	use C4 option for a 5-point calibration cert					
30	Voltage Filter	Transmitter-Sensor Matching - Trim to Specific Rosemount RTD					
31	Failure Mode	Low Alarm <= 3.75 mA					
THERMOWELL	29	Model Number	ER212VCD170110011001, TW-FLG-BK-F-I-NC-U0410-TL0490-316L-4"-1500lb				
	30	Thermowell Stem Style	Flanged 4-inch 90°W RTJ, Tapered				
	31	Thermowell Material	1.4404 (316L SS)				
	32	Thermowell Length	490 mm				
	33	Thermowell Lagging Length	80 mm				
	34	Thermowell Immersion Length	410 mm				
	35	NACE Compliance	Yes, MR-0175 Latest Edition				
	36	Construction Type/Shape	Drilled bar Stock/Tapered				
	37	Stress and Wake Frequency Calculation	Yes				
	38	Hydrotest Certificates	Yes				
39	Weld Option	Full Penetration Weld (applicable for RTJ Type)					
RTD SENSOR	40	Model Number	0065N3J2J0080N0570E1V10XA W0046				
	41	Product Description	Resistance Thermometer, Pt 100 Ohm RTD				
	42	Sensor Lead Wire Termination	Spring Loaded Adapter - 1/2- inch NPT				
	43	Sensor Type	RTD, Dual Element, 3 Wire -50 to 450°C (- 58 to 842°F)				
	44	Extension Length	80 mm				
	45	Sensor Length	570 mm				
	46	Sensor Diameter	7 mm				
	47	Specials	316SST TAGGING				
NOTES	49	Nozzle Length : Nozzle Schedule	312.25 mm	NA, ID = 97.28 mm			
	50						
	51						
52							

This report is provided according to the terms and conditions of the Instrument Tagging (TM) End-User Contractor License Agreement.

LAMPIRAN D (LANJUTAN)

Datasheet *temperature transmitter*.



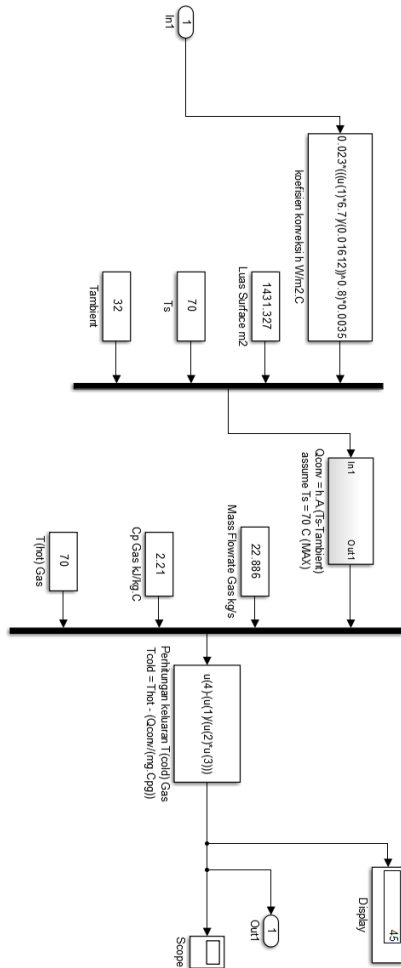
PT. CONTROL SYSTEMS
BELTWAY OFFICE PARK
Building A, 2nd Floor, Jl. Ampere Raya No. 9-10
Jakarta Selatan
TEL : (021) 7807881/FAX : (021) 7807879

Client Project		PT.GUNANUSA UTAMA FABRICATORS CPP & ALP EPCO UJUNG PANGKAH DEVELOPMENT OFFSHORE PHASE II		Temperature Transmitter & Thermowell Specification Sheet		Sheet	5	of	33	
						Doc No.	790-WP-W4-DC 09.4141	Rev.	01	
				CHKD	MA	APPR.	INK/IV			
GENERAL	1	Tag No.	532-TT-059B							
	2	Description of Service	MP SEPARATOR B TEMPERATURE							
	3	P&ID No.	UPD-WP-W4-PR-DR-1035							
	4	Line Number ; Equipment No	N/A			532-V-02B				
	5	Line Size ; Line Schedule								
	6	Hazardous Area Classification	Class I, Zone 2, Group IIA, T3							
	7	Enclosure Protection	Ex d IIC T6/IP 68							
PROCESS CONDITIONS	8	Pressure	Minimum	Opening	Maximum	Design	Unit			
	9	Process Temperature	21 TO 40		95		bar-g			
	10	Ambient Temperature	25 TO 50		65		°C			
	11	Fluid ; State	Hydrocarbon		Gas					
	12	Density	KG/M3	19.3						
	13	Flow Rate	MMSCFD	119						
	14	Velocity (max)	M/S	0.7						
	15	Viscosity	cP	0.012						
	TRANSMITTER	16	Manufacturer	Rosemount						
		17	Model Number	3144P06A1E1M5CNC2C4Q4XA						
		18	Mounting ; Mounting Bracket	Head Mounted			N/A			
		19	LCD Meter	LCD display						
		20	Housing	Field Mount Housing (Dual-Compartment), 316 SST, M20 x 1.5 (CM20)						
		21	Power Supply	12.0 to 42.4 vdc						
		22	Accuracy	0.02% of Span						
23		Calibration Range	0	-	100	°C				
24		Instrument Range	-50	-	450	°C				
25		Response Time	0.5 seconds for single sensor							
27		SIL Requirement	NO							
29	Calibration Certificate	use C4 option for a 5-point calibration cert								
30	Voltage Filter	Transmitter-Sensor Matching - Trim to Specific Rosemount RTD								
31	Failure Mode	Low Alarm			<= 3.75 mA					
THERMOWELL	29	Model Number	EB21VCD17011001H001, TW-FLG-BK-F-I-NC-UD410-1L0450-316L-4"-1500bs							
	30	Thermowell Stem Style	Flanged 4 inch 900W RTJ, Tapered							
	31	Thermowell Material	1.4404 (316L SS)							
	32	Thermowell Length	490 mm							
	33	Thermowell Lagging Length	80 mm							
	34	Thermowell Immersion Length	410 mm							
	35	NACE Compliance	Yes, MR-0175 Latest Edition							
	36	Construction Type/Shape	Drilled bar Stock/Tapered							
	37	Stress and Wake Frequency Calculation	Yes							
	38	Hydrotest Certificates	Yes							
	39	Weld Option	Full Penetration Weld (applicable for RTJ Type)							
RTD SENSOR	40	Model Number	0065N32J08DN0570E1V10XAW0046							
	41	Product Description	Resistance Thermometer, Pt 100 Ohm RTD							
	42	Sensor Lead Wire Termination	Spring Loaded Adapter - 1/2- inch NPT							
	43	Sensor Type	RTD, Dual Element, 3 Wire -50 to 450°C (-58 to 842°F)							
	44	Extension Length	80 mm							
	45	Sensor Length	570 mm							
	46	Specials	316SST TAGGING							
47	Sensor Diameter	7 mm								
NOTES	49	Nozzle Length ; Nozzle Schedule	312.25 mm	N/A, ID = 97.28 mm						
	50									
	51									
52										

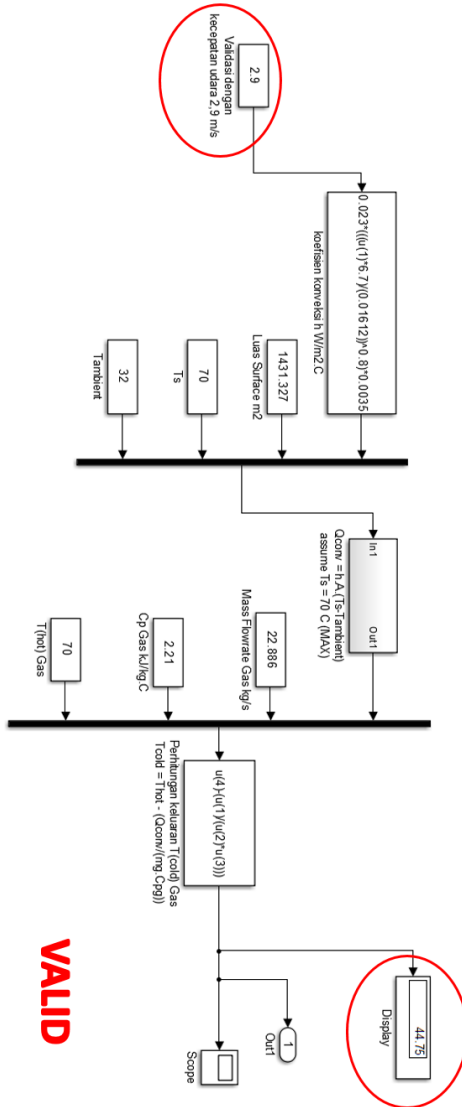
This report is provided according to the terms and conditions of the Instrument Transaction End-User License Agreement.
Version: 2.0 (04/15/14) Printed On: 13/8/10 14:00

LAMPIRAN E

Model Simulink *Air Cooled Heat Exchanger* dan validasi dengan menggunakan sinyal uji input kecepatan udara sebesar 2,9 m/s.

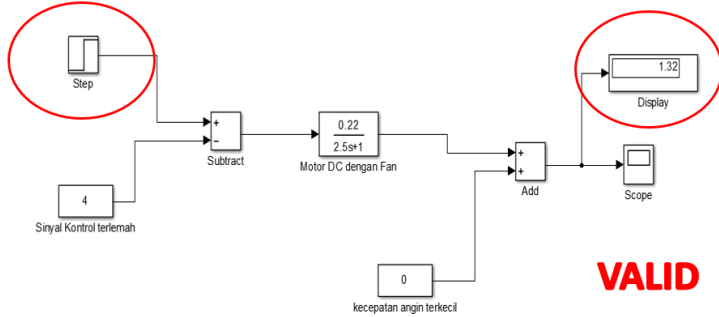


LAMPIRAN E (Lanjutan)



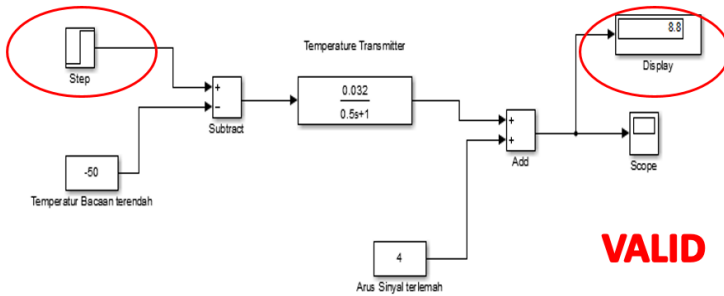
LAMPIRAN F

Validasi model motor DC dengan *fan* dengan sinyal uji input berupa arus 10 mA.



LAMPIRAN G

Validasi model *temperature transmitter* dengan sinyal uji input berupa temperatur 100 °C.



BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Ernest Novian Reynaldi yang akrab disapa Ernest. Penulis merupakan anak terakhir dari tiga bersaudara. Lahir di kota Surabaya pada tanggal 11 November 1995. Penulis menempuh pendidikan di SDN II Sukomulyo Gresik lulus tahun 2009, SMPN 1 Surabaya lulus tahun 2012, dan SMAN 5 Surabaya lulus tahun 2015. Pendidikan Sarjana ditempuh di Departemen Teknik Fisika, FTI ITS melalui jalur SBMPTN 2015. Selama aktif menjadi mahasiswa, penulis aktif dalam mengikuti organisasi Laboratorium Workshop Instrumentasi di Teknik Fisika ITS sebagai Koordinator Laboratorium. Selain aktif dalam bidang akademik, penulis juga aktif dalam pelatihan dalam bidang rekayasa instrumentasi & kontrol serta sedang aktif dalam belajar dan merintis dalam dunia bisnis. Pengalaman internship program selama satu setengah bulan di PT. PJB UP Paiton dan satu bulan di PT. Petrokimia Gresik. Bidang minat penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir adalah rekayasa instrumentasi dan kontrol. Apabila terdapat saran, kritik, ataupun diskusi terhadap Tugas Akhir ini, penulis dapat dihubungi melalui email ernestnovian@gmail.com.