



TESIS - TF185471

PERANCANGAN STRATEGI *FAULT TOLERANT CONTROL* BERBASIS *RELIABILITY* DAN *LIFE COST* PADA *PLANT HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR*

**WIDYA PRAPTI PRATIWI
NRP. 023118 500 10001**

**Dosen Pembimbing
Dr. Katherin Indriawati S.T., M.T.**

**Program Magister
Bidang Keahlian Rekayasa Instrumentasi Industri
Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020**



TESIS - TF185471

PERANCANGAN STRATEGI *FAULT TOLERANT CONTROL* BERBASIS *RELIABILITY* DAN *LIFE COST* PADA *PLANT HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR*

WIDYA PRAPTI PRATIWI
NRP. 02311850010001

Dosen Pembimbing
Dr. Katherin Indriawati, S.T, M.T.

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN REKAYASA INSTRUMENTASI INDUSTRI
DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2020

LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar

Magister Teknik (M.T.)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

WIDYA PRAPTI PRATIWI

NRP : 02311850010001

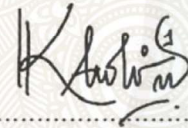
Tanggal Ujian : 06 Januari 2020

Periode Wisuda : Maret 2020

Disetujui oleh :

Pembimbing:

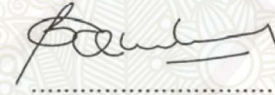
1. Dr. Katherin Indriawati, S.T., M.T.
NIP. 19760523 200012 2 001



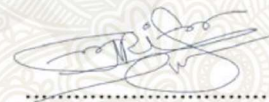
.....

Penguji:

1. Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T., M.T.
NIP. 19690507 199512 1 001
2. Dr. Ir. Syamsul Arifin, M.T.
NIP. 19630907 198903 1 004



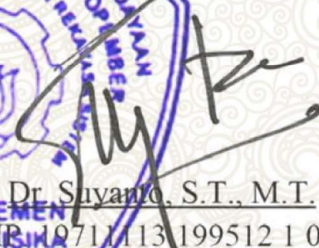
.....



.....



Kepala Departemen Teknik Fisika,
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem


Dr. Syamsul Arifin, S.T., M.T.
NIP. 19711113 199512 1 002

(halaman ini sengaja dikosongkan)

**PERANCANGAN STRATEGI *FAULT TOLERANT CONTROL*
BERBASIS *RELIABILITY* DAN *LIFE COST* PADA *PLANT*
*HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR***

Nama mahasiswa : Widya Prapti Pratiwi
NRP : 02311850010001
Dosen pembimbing : Dr.Katherin Indriawati, S.T., M.T.

ABSTRAK

Heat recovery steam generator (HRSG) merupakan perangkat yang menjadi bagian dari *combined cycle power plant* (CCPP) yang terdiri dari turbin gas (GT), HRSG, dan turbin uap (ST). HRSG memiliki peranan yang penting dalam menentukan efisiensi keseluruhan plant. Kegagalan pada subsistem atau komponen dalam HRSG dapat menyebabkan kegagalan pada keseluruhan plant. Oleh karena itu, potensi kegagalan pada HRSG harus dapat diidentifikasi dan dampak kegagalan harus dapat dimitigasi dengan segera. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk menentukan struktur kontrol alternatif yang dapat diaplikasikan pada sistem HRSG ketika mengalami kegagalan, menentukan struktur kontrol alternatif paling optimum berdasarkan analisa kehandalan dan biaya, dan membuat *switching logic* untuk peralihan dari struktur operasi normal menjadi struktur operasi alternatif. Potensi-potensi kegagalan akan dipetakan dan diperingkatkan berdasarkan tingkat kefatalannya. Restrukturisasi akan dilakukan pada kegagalan dengan *severity rank* 8 atau lebih. Struktur kontrol alternatif kemudian akan ditentukan. Simulasi model akan dilakukan menggunakan perangkat MATLAB Simulink. Penutupan *blowdown valve*, penurunan bukaan *control valve* pada *steam outlet*, dan kombinasi dari struktur pertama dan kedua merupakan struktur-struktur kontrol alternatif yang dapat diaplikasikan pada sistem HRSG ketika mengalami *complete loss* pada *control valve* di keluaran economizer. Struktur alternatif ketiga merupakan struktur kontrol alternatif paling optimum berdasarkan analisa kehandalan dan biaya. Struktur kontrol ketiga memiliki nilai kehandalan 3.99 dan biaya sebesar \$12,078.87. Struktur kontrol ini juga memiliki nilai *retention time* terpanjang yaitu 436 s. Perubahan pada struktur kontrol alternatif ketiga semula *cascade feedforward control* menjadi *cascade control*. Pada *switching logic* struktur kontrol alternatif ketiga, dilakukan perubahan logic pada steam outlet control valve dan tambahan input logic pada blowdown tank valve.

Kata kunci: HRSG, FTC, Restrukturisasi, *Switching Logic*, *Reliability&Cost*

(halaman ini sengaja dikosongkan)

FAULT TOLERANT CONTROL STRATEGY BASED ON RELIABILITY AND COST ANALYSIS IN HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR PLANT

By : Widya Prapti Pratiwi
Student Identity Number : 02311850010001
Supervisor : Dr.Katherin Indriawati, S.T., M.T.

ABSTRACT

Heat recovery steam generator (HRSG) is an equipment part of the combined cycle power plant (CCPP) which consist of gas turbine, HRSG, and steam turbine. HRSG performs significant role in defining the efficiency of the CCPP. The fault condition at a subsystem or component of HRSG could cause failure in entire CCPP systems. Therefore, the fault potential should be identified, and the failure should be mitigated once it occurs. The objective of this study is to determine the alternative control structure which can be applied in HRSG system in case of major fault and to determine which the most optimum alternative control structure based on reliability and cost analysis. First, the fault is determined and ranked based on the severity of the effect. Restructuration will be done for any major fault with severity rank 8 and above. The alternative control structure will be determined, then reliability and cost analysis will be applied to those structure to choose the most optimum alternative structure which will be applied in the system. Modelling and simulation will be done using MATLAB Simulink. Closing the blowdown valve, reducing the opening of steam outlet control valve, and combination of the previous two structures are the alternative structures which can be applied in HRSG systems in case of complete loss in economizer outlet control valve. The third structure is the most optimum alternative structure based on reliability and cost analysis. It has reliability rate of 3.99 and cost of \$12,078.87. The third structure also has the longest retention time of 436 s. Control structure is changed from cascade feedforward control to cascade control in the third structure. While the switching logic is changed in steam outlet control valve and in blowdown tank valve.

Keywords : HRSG, FTC, Restructuration, *Switching Logic*, *Reliability & Cost*

(halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT, berkat rahmat dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan tesis dengan judul “Perancangan Strategi *Fault Tolerant Control* Berbasis *Reliability* dan *Life Cost* pada *Plant Heat Recovery Steam Generator*”. Penulisan tesis ini melalui serangkaian proses panjang yang tidak lepas dari bantuan banyak pihak. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih dan penghargaan yang setinggi-tingginya kepada :

1. Dhion Khairul Nugraha, suami; pemberi beasiswa; *sparring and life partner*; dan rekan seperjuangan mengerjakan tesis yang tidak henti memberi dukungan serta dorongan agar dapat lulus bersama.
2. Altair Tangguh Nugraha, putra tercinta yang mempersamai perjuangan penulisan tesis ini sejak kata pertama.
3. Bapak Mugiyo dan Ibu Rr.Sri Rahayu, selaku orang tua serta Bapak Murwandono dan Ibu Erna Kadaryanti selaku bapak dan ibu mertua yang senantiasa memberikan doa restu dan dukungan.
4. Ibu Dr. Katherin Indriawati, S.T., M.T., selaku dosen pembimbing yang dengan sabar selalu memberikan bimbingan, arahan, semangat, dan dorongan bagi penulis dalam menyelesaikan tesis ini.
5. Bapak. Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T., M.T. dan Bapak Dr. Ir. Syamsul Arifin, M.T. selaku dosen penguji tesis yang telah memberi masukan guna penyempurnaan tesis ini.
6. Ibu Prof. Dr. Ir. Aulia Siti Aisjah, M.T., selaku dosen wali atas bimbingan, nasihat, dan dukungan kepada penulis.
7. Segenap civitas akademik Departemen Teknik Fisika, rekan-rekan Pascasarjana Teknik Fisika ITS 2018, dan rekan-rekan Laboratorium Fisika Rekayasa, atas bantuan dan dukungannya

Penulis menyadari bahwa tesis ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu, penulis mengharapkan masukan dari semua pihak demi kebaikan penelitian ini. Akhirnya penulis berharap semoga tulisan ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca.

Surabaya, Januari 2020

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN TESIS.....	iii
ABSTRAK.....	v
ABSTRACT.....	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xv
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan.....	4
1.4 Batasan Masalah.....	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Heat Recovery Steam Generator (HRSG).....	5
2.1.1 Kegagalan pada Sistem Heat Recovery Steam Generator.....	12
2.2 <i>Fault Tolerant Control</i>	13
2.3 <i>Fault Tree Analysis (FTA)</i>	18
2.4 <i>Failure Mode and Effect Analysis (FMEA)</i>	19
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN.....	21
3.1 Identifikasi Masalah dan Variabel.....	22
3.2 Simulasi dan Validasi Model HRSG.....	22
3.3 Analisis Kesalahan dan Kegagalan.....	22
3.4 Identifikasi Struktur Kontrol Alternatif.....	24
3.5 Penentuan Struktur Kontrol Alternatif.....	25
3.6 Pembuatan Switching Logic.....	29
3.7 Pengujian Sistem FTC.....	29
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN.....	31
4.1 Pemodelan, Simulasi, dan Validasi Model HRSG.....	31
4.1.1 <i>Superheater dan Desuperheater</i>	31

4.1.2	<i>Evaporator</i>	34
4.1.3	<i>Economizer</i>	36
4.1.4	Pembahasan	37
4.2	Analisis Kesalahan dan Kegagalan HRSG.....	38
4.2.1	<i>Fault Tree Analysis (FTA)</i>	38
4.2.2	Tingkat Kefatalan dari Kegagalan.....	47
4.3	Identifikasi Struktur Kontrol Alternatif.....	51
4.3.1	<i>Complete Loss</i> pada <i>Control Valve</i> di Keluaran <i>Economizer</i>	51
4.3.2	<i>Complete Loss</i> pada <i>Control Valve</i> di <i>Desuperheater Spraywater</i> .	52
4.4	Penentuan Struktur Kontrol Alternatif	52
4.4.1	Struktur Kontrol.....	53
4.4.2.	Nilai Keandalan dan Biaya	89
4.4.3.	Optimisasi Struktur Kontrol	98
4.5	Pembuatan <i>Switching Logic</i>	100
BAB 5 PENUTUP		107
5.1	Kesimpulan.....	107
5.2	Saran.....	108
DAFTAR PUSTAKA.....		109

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Skematik HRSG	6
Gambar 2.2	Skematik pada economizer (Plis & Rusinowski, 2015)	7
Gambar 2.3	Skematik pada evaporator (Plis & Rusinowski, 2015).....	9
Gambar 2.4	Skematik pada superheater dan desuperheater (Plis & Rusinowski, 2015).....	10
Gambar 2.5	Strategi FTC (Noura, Ponsart, & Chamseddine, 2009).....	15
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian	21
Gambar 3.2	Diagram FTA (Huang, Miao, Wang, Fan, & Yang, 2017).....	23
Gambar 4.1	Respon temperatur pada keluaran final superheater	32
Gambar 4.2	Respon temperatur pada keluaran interstage superheater.....	34
Gambar 4.3	Respon temperatur pada keluaran evaporator.....	36
Gambar 4.4	Respon temperatur pada keluaran economizer	37
Gambar 4.5	Diagram FTA untuk aliran tidak normal di feedwater	39
Gambar 4.6	Diagram FTA untuk aliran tidak normal di desuperheater spraywater.....	40
Gambar 4.7	Diagram FTA untuk aliran tidak normal di steam outlet.....	41
Gambar 4.8	Diagram FTA untuk tekanan tidak normal di feedwater	42
Gambar 4.9	Diagram FTA untuk tekanan tidak normal di steam outlet	43
Gambar 4.10	Diagram FTA untuk temperatur tidak normal di steam outlet	44
Gambar 4.11	Diagram FTA untuk level tidak normal di steam drum.....	46
Gambar 4.12	Blok diagram pengendalian level drum HRSG dalam kondisi normal.....	59
Gambar 4.13	Nilai level steam drum terhadap waktu saat mengalami complete loss pada aktuator di keluaran economizer.....	61
Gambar 4.14	Laju aliran uap keluaran evaporator terhadap waktu saat mengalami complete loss pada control valve di keluaran economizer	62
Gambar 4.15	Laju aliran uap keluaran final superheater terhadap waktu	64
Gambar 4.16	Nilai temperatur uap keluaran final superheater saat mengalami complete loss pada control valve di keluaran economizer	65

Gambar 4.17 Nilai level steam drum terhadap waktu pada struktur pertama.....	68
Gambar 4.18 Nilai laju aliran uap keluaran evaporator terhadap waktu pada struktur pertama	69
Gambar 4.19 Laju aliran uap keluaran final superheater terhadap waktu pada struktur pertama	71
Gambar 4.20 Temperatur keluaran final superheater pada struktur pertama.....	72
Gambar 4.21 Laju aliran uap keluaran final superheater pada struktur kedua	77
Gambar 4.22 Temperatur uap keluaran final superheater pada struktur kedua ...	78
Gambar 4.23 Laju aliran uap keluaran final superheater pada struktur ketiga	83
Gambar 4.24 Temperatur uap keluaran final superheater pada struktur ketiga...	85
Gambar 4.25 Blok diagram pengendalian level drum HRSG saat menggunakan struktur alternatif ketiga	86
Gambar 4.26 Logic diagram sistem HRSG pada kondisi normal.....	103
Gambar 4.27 Logic diagram untuk blowdown valve pada kondisi normal	104
Gambar 4.28 Logic diagram sistem HRSG saat menggunakan struktur kontrol ketiga.....	105
Gambar 4.29 Logic diagram untuk blowdown valve saat menggunakan struktur kontrol ketiga	106

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Severity evaluation criteria.....	23
Tabel 4.1	Nilai error temperatur pada masing-masing subsistem HRSG.....	38
Tabel 4.2	Urutan kegagalan pada HRSG dan tingkat kefatalan dampaknya ...	47
Tabel 4.3	Data temperatur HRSG pada berbagai laju aliran desuperheater spraywater	63
Tabel 4.4	Data temperatur HRSG pada berbagai laju aliran desuperheater spraywater pada struktur pertama	70
Tabel 4.5	Persentase bukaan valve dan waktu menuju LLL level pada struktur kedua	75
Tabel 4.6	Nilai temperatur subsistem HRSG berdasarkan persentase bukaan valve keluaran final superheater pada struktur kedua.....	76
Tabel 4.7	Persentase bukaan valve dan waktu menuju LLL level pada struktur ketiga.....	81
Tabel 4.8	Nilai temperatur subsistem HRSG berdasarkan persentase bukaan valve keluaran final superheater pada struktur ketiga.....	82
Tabel 4.9	Perbandingan nilai global objective.....	86
Tabel 4.10	Batas temperatur operasi normal pada subsistem HRSG	90
Tabel 4.11	Perbandingan nilai kehandalan, biaya, dan <i>retention time</i>	98

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam industri pembangkitan listrik, *Combined Cycle Power Plant* (CCPP) merupakan skema dengan efisiensi paling tinggi jika dibandingkan dengan *pulverized coal* dan *circulating fluidized bed* (Beer, 2007). Pada penelitian yang sama, nilai efisiensi tertinggi untuk combined cycle power plant adalah 50%. Beberapa penelitian telah dikembangkan dalam usaha untuk meningkatkan efisiensi combined cycle power plant agar mencapai nilai yang lebih tinggi lagi. Penelitian (Chiesa & Macchi, 2002) menemukan teori untuk meningkatkan efisiensi CCPP hingga 60.16%. Seiring dengan berkembangnya riset dan penelitian, saat ini *Guinness World Book of Record* mencatat efisiensi tertinggi yang dapat diraih oleh sebuah CCPP yang terdiri dari turbin gas-*Heat Recovery Steam Generator* (HRSG)-turbin uap adalah 62,22% di Bouchain, Prancis (Larson, 2017).

HRSG adalah perangkat yang memanfaatkan gas buang dari turbin gas untuk memanaskan air hingga menjadi uap yang dapat dimanfaatkan oleh turbin uap (Ganapathy, 1996). Dalam *combined cycle power plant*, HRSG bukanlah perangkat utama untuk membangkitkan listrik. Akan tetapi, peranan HRSG dalam meningkatkan efisiensi keseluruhan *plant* tidak dapat dikesampingkan (Franco & Russo, 2002). Demikian pula kegagalan pada HRSG dapat mempengaruhi kinerja dan efisiensi keseluruhan sistem *combined cycle plant*.

Untuk *power plant* baru, efisiensi dapat diusahakan setinggi-tingginya dengan cara menggunakan peralatan-peralatan terbaru dengan teknologi terdepan. Namun demikian, hal ini tidak dapat semudah itu dilakukan pada *existing power plant* yang telah beroperasi. Maka dari itu, strategi lain diperlukan untuk meningkatkan efisiensi dari *plant* yang sedang beroperasi dengan cara meminimalisir potensi kegagalan yang terjadi atau melakukan mitigasi bila terjadi kegagalan agar *plant* dapat tetap berjalan dan dampak kegagalan tidak meluas (Yu & Jin, 2015).

Fault Tolerant Control (FTC) adalah istilah untuk sistem kontrol proses yang dapat bertahan dan beradaptasi ketika sistem mengalami kegagalan. Adanya FTC memungkinkan sistem untuk tetap beroperasi dengan beberapa penyesuaian bahkan ketika sistem mengalami kegagalan yang cukup serius. Hal ini tentunya dapat meminimalisir terjadinya *shutdown* akibat adanya kegagalan dalam proses yang dapat berdampak pada efisiensi proses. FTC telah digunakan pada sistem *hybrid* dan *nonlinear* (Yu & Jin, 2015).

Fault Tolerant Control telah menjadi topik yang banyak diteliti dan diaplikasikan dalam berbagai sistem atau proses. FTC terbagi menjadi dua, yaitu aktif dan pasif. FTC pasif adalah satu sistem kontrol yang dirancang untuk mampu mengakomodir beberapa kondisi, sementara FTC aktif adalah sistem kontrol yang secara aktif bereaksi terhadap perubahan yang terjadi pada sistem (Yu & Jin, 2015).

Penelitian mengenai rekonfigurasi sinyal kontrol telah dilakukan oleh beberapa penelitian terdahulu. Pada tahun 2015 (Yu, James, & Naigang, 2015) dan 2018 (Xiao, Yin, & Gao, 2018) dilakukan rekonfigurasi sinyal kontrol pada sistem berbeda yang sama-sama mengalami kegagalan aktuator dan ketidakpastian parameter (*uncertainties*). Pengembangan lebih lanjut akan dilakukan agar dapat dihasilkan keluaran sistem lup tertutup yang sama dengan nilai rekonstruksi *feedback controller* (Xiao, Yin, & Gao, 2018).

Penelitian mengenai rekonfigurasi sinyal kontrol kemudian berkembang mencakup sistem deteksi kegagalan dan rekonfigurasi sinyal kontrol. (Lawal & Zhang, 2017) melakukan deteksi kegagalan aktuator pada kolom distilasi berdasarkan penyimpangan *state parameter*nya. Peneliti kemudian merekonfigurasi sinyal *PID controller*. Sementara (Mahmoud & Khalid, 2014) menggunakan unscented Kalman Filter untuk deteksi kegagalan aktuator & sensor pada CSTR (Continuous-Time Stirred Reactor) Tank. Peneliti kemudian mengaplikasikan *Model Predictive Control* pada *controller*.

Penelitian mengenai restrukturisasi sistem dengan beberapa jenis kegagalan dilakukan salah satunya pada penelitian (Burns, Danielson, Zhou, & Di Cairano, 2018). Penelitian tersebut menerapkan satu *Model Predictive Control* untuk semua kondisi, alih alih banyak mode *controller* untuk setiap skenario

kegagalan. *Controller* akan mendeteksi subsistem yang mengalami kegagalan dan menonaktifkannya. Sistem akan diaktifkan ketika telah sehat kembali (*Plug and Play*, ON OFF).

Restrukturisasi dengan *switching logic* dilakukan pada penelitian (Su, Shi, Wu, & Song, 2016). Penelitian tersebut menggunakan *Fuzzy Filtering* dan *Robust Fault Detection* untuk mendeteksi kegagalan sistem. *Switched Logic* kemudian akan bekerja untuk menonaktifkan subsistem yang mengalami kegagalan dan beralih pada subsistem lain. (Famularo, Franze, & Lucia, 2015) memfokuskan penelitian pada kegagalan aktuator dalam beberapa posisi. Penelitian tersebut kemudian dilanjutkan oleh (Lucia, Famularo, & Franze, 2018) pada sistem dengan kegagalan beberapa aktuator secara sekaligus.

Penelitian ini akan berfokus pada restrukturisasi sistem HRSG saat mengalami kegagalan. Proses pada HRSG adalah proses yang melibatkan banyak parameter dan *equipment* yang saling terkait. Kondisi operasi HRSG berada pada kondisi kritikal, maksudnya berada pada temperatur dan tekanan yang tinggi sekaligus. Sehingga perubahan signifikan terhadap suatu subsistem atau *equipment* dapat berakibat pula pada subsistem atau *equipment* yang lain. Oleh karena itu, peralihan struktur kontrol dari struktur kontrol pada *normal mode* menjadi struktur kontrol pada *failure mode* harus dilakukan dengan menimbulkan gejala seminimal mungkin pada sistem (*bumpless transition*).

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian pada latar belakang, maka permasalahan yang diangkat dalam penelitian ini adalah :

- Manakah struktur kontrol alternatif yang dapat diaplikasikan pada sistem HRSG ketika mengalami kegagalan?
- Manakah struktur kontrol alternatif yang paling optimum berdasarkan analisa keandalan (*reliability*) dan biaya (*life cost*)?
- Bagaimanakah *switching logic* yang tepat agar transisi antar struktur kontrol berjalan mulus (*bumpless transition*)?

1.3 Tujuan

Berdasarkan paparan pada rumusan masalah, tujuan yang ingin dicapai dari penelitian ini adalah:

- Menentukan struktur kontrol alternatif yang dapat diaplikasikan pada sistem HRSG ketika mengalami kegagalan
- Menentukan struktur kontrol alternatif paling optimum berdasarkan analisa keandalan (*reliability*) dan biaya (*life cost*)
- Membuat *switching logic* untuk transisi antar-mode ketika sistem mengalami kegagalan

1.4 Batasan Masalah

Untuk menghindari luasnya permasalahan yang muncul, maka permasalahan yang diangkat dalam penelitian ini memiliki batasan sebagai berikut:

- HRSG yang menjadi objek penelitian adalah HRSG dengan kapasitas produksi uap maksimum sebesar 23,99 kg/s
- Kegagalan yang ditinjau adalah kegagalan pada *final control element (Control Valve)* dengan nilai *severity rank* minimal 8
- Validasi dilakukan dalam kondisi tunak (*steady state*) ketika proses beroperasi dalam skema 2x2x1 (skema saat 2 turbin gas aktif, 2 HRSG aktif, dan 1 turbin uap aktif), temperatur lingkungan 28°C, dan saat turbin gas bekerja pada beban 100%

BAB 2

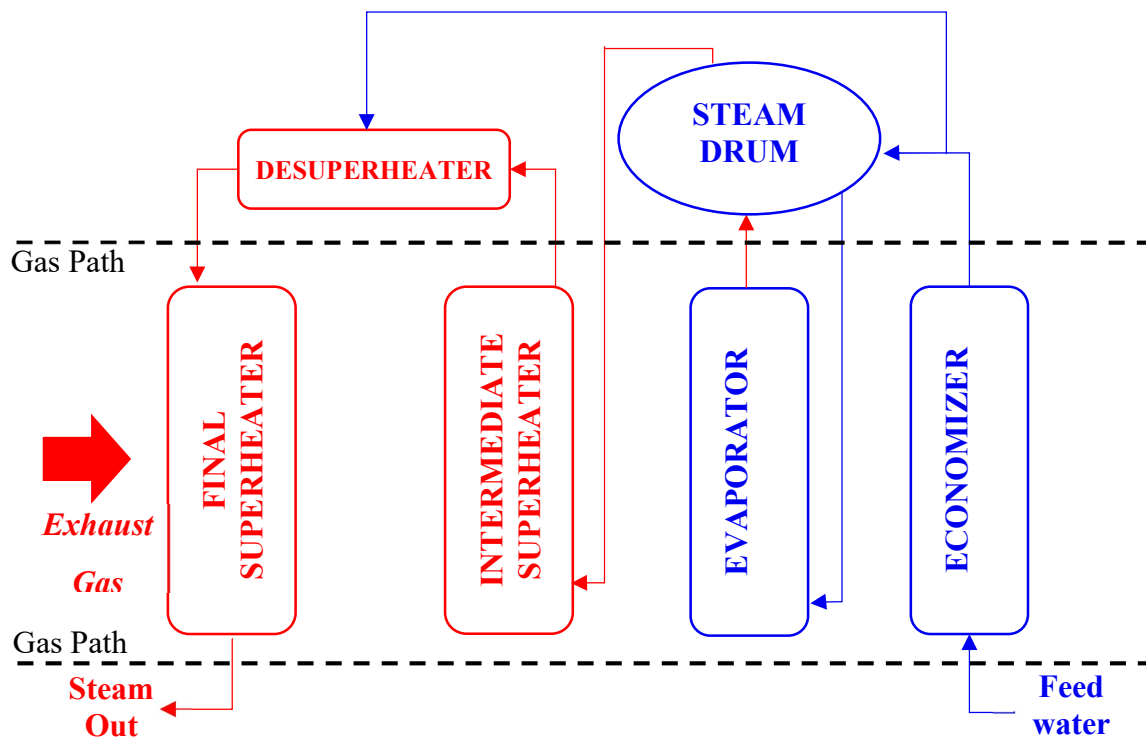
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

Beberapa penelitian sebelumnya telah menurunkan model HRSG menggunakan beberapa pendekatan. Plis & Rusinowski (Plis & Rusinowski, 2015) memodelkan *Single Pressure* HRSG dengan menggabungkan model empiris dengan model fisik. Hasil dari penelitian tersebut adalah persamaan diferensial berdasarkan persamaan kesetimbangan massa dan energi pada proses pertukaran kalor yang terjadi dalam *single pressure* HRSG. Plis & Rusinowski pada penelitian yang lain (Plis & Rusinowski, 2017) memodelkan *double pressure* HRSG menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan energi, menjelaskan proses perpindahan kalor yang terjadi dalam *double pressure* HRSG dengan lebih mendetail.

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) adalah perangkat penukar kalor serupa boiler yang memanaskan air hingga menjadi Uap (*Steam*). Kalor yang dimanfaatkan berasal dari gas buang Turbin Gas (*Gas Turbine*). Uap yang dihasilkan kemudian akan disalurkan ke turbin uap (*Steam Turbine*) untuk menghasilkan listrik pada *Combined Cycle Plant* atau disalurkan ke perangkat proses lain untuk dimanfaatkan pada *Cogeneration Plant*.

Komponen-komponen utama dalam HRSG antara lain: *Economizer*, *Evaporator*, *Drum* (pada HRSG tipe Drum), *Superheater*, dan *Desuperheater*. Air mengalir dalam *tube* dan pipa dimulai dari *inlet economizer* dan berakhir di *outlet final superheater*. Sedangkan gas panas mengalir dalam *gas path* dan mulai memanaskan komponen *final superheater* hingga *economizer*. Pertukaran kalor pada HRSG terjadi secara *counter flow*. (Ganapathy, 1996). Skematik HRSG dapat dilihat pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 Skematik HRSG

Air masuk melalui *economizer* untuk dipanaskan hingga mendekati temperatur saturasinya (*Saturated Temperature*). Namun demikian, temperatur air tidak boleh mencapai atau melebihi temperatur saturasinya karena hal ini dapat menyebabkan terbentuknya uap air dan ruang-ruang udara di dalam *tube economizer*. Hal ini dapat menyebabkan *crack* pada *tube economizer*.

Air yang telah mendekati temperatur saturasi kemudian akan dialirkan menuju Drum. Di dalam drum terjadi proses pemisahan antara air dalam fasa cair dan air dalam fasa uap jenuh (*Saturated Steam*). Air yang masih berwujud cair akan dialirkan menuju *evaporator* untuk dipanaskan hingga mencapai temperatur saturasi, kemudian akan dialirkan kembali menuju drum untuk melalui proses pemisahan. Sedangkan air dalam fasa uap akan dialirkan menuju *superheater* untuk dipanaskan hingga mencapai temperatur *Superheat* (*Superheated Temperature*).

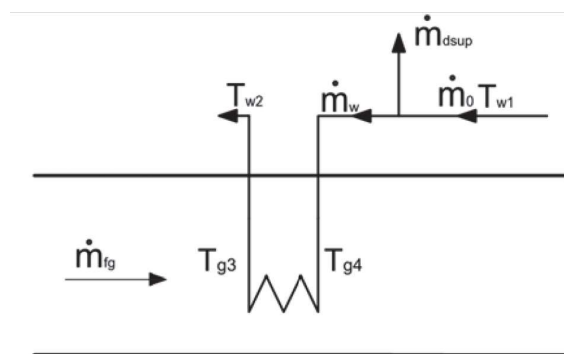
Uap air menuju *Superheater* akan dipanaskan melalui dua tahapan : *Interstage Superheater* dan *Final Superheater*. Pada downstream dari *Interstage Superheater*, terdapat sebuah perangkat *Desuperheater* yang berfungsi untuk mendinginkan uap air sebelum masuk ke *Final Superheater*. Pendinginan ini bertujuan untuk mencegah terjadinya *overheat* pada *Final Superheater*. Keluaran

dari *Final Superheater* adalah uap (*Steam*) yang memenuhi nilai tekanan dan temperatur yang disyaratkan oleh perangkat berikutnya (*Steam Turbine* atau perangkat proses lain).

Gas Buang (*exhaust gas*) mengalir pada *gas path* HRSG untuk memanaskan air mulai dari *Final Superheater* menuju *Interstage Superheater*, kemudian *Evaporator*, dan terakhir *Economizer*. Sisa gas setelah melalui *economizer* akan dikeluarkan melalui cerobong gas (*Gas Stack*). Temperatur gas yang keluar melalui *gas stack* ini dapat mencapai 193,8⁰C. Gambar Skema HRSG ditunjukkan oleh Gambar 2.1. Garis berwarna biru menunjukkan *line* dari air (*water*) sementara garis berwarna merah menunjukkan *line* dari uap (*steam*).

Economizer

Air masukan sistem HRSG (*feedwater inlet*, \dot{m}_0) terbagi menjadi dua bagian yang tidak sama besar ketika memasuki sistem, yaitu air untuk *desuperheater spray* (\dot{m}_{dsup}) dan air untuk inlet *economizer* (\dot{m}_w). Air akan dipanaskan oleh gas buang yang mengalir pada *gas path* dengan *mass flowrate* \dot{m}_{fg} , sehingga temperatur air akan berubah dari T_{w1} menjadi T_{w2} . Temperatur gas pun akan berubah dari temperatur sebelum memanaskan *economizer* (T_{g3}) menjadi temperatur setelah memanaskan *economizer* (T_{g4}). (Plis & Rusinowski, 2015)



Gambar 2.2 Skematik pada *economizer* (Plis & Rusinowski, 2015)

Persamaan kesetimbangan massa dan energi pada *economizer* adalah sebagai berikut :

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_w + \dot{m}_{desup} \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ECO} &= \dot{m}_w \cdot (i_{w2} - i_{w1}) \\ &= \dot{m}_{fg} \cdot C_{pECO} \cdot \eta_w (T_{g3} - T_{g4}) \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\dot{Q}_{ECO} = (U \cdot A)_{ECO} \cdot \Delta T_{ECO} \quad (2.3)$$

dengan :

$$i_{w1} = \text{Entalpi air sebelum memasuki } \textit{economizer} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$i_{w2} = \text{Entalpi air setelah memasuki } \textit{economizer} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$C_{pECO} = \text{Kapasitas kalor spesifik gas di } \textit{economizer} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

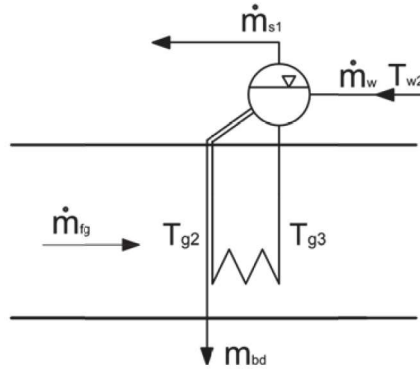
$$\eta_w = \textit{Heat loss factor}$$

$$U \cdot A = (\text{Koefisien } \textit{heat transfer}) \cdot (\text{Luas area } \textit{economizer}) \quad (\text{W/K})$$

$$\Delta T_{ECO} = \text{Perbedaan temperatur rata-rata pada } \textit{economizer} \quad (\text{K})$$

Evaporator

Air yang telah dipanaskan di *economizer* (\dot{m}_w) menjadi masukan *steam drum*. Di dalam drum tidak terjadi perpindahan kalor, hanya terjadi proses pemisahan antara air dan uap. Air dalam wujud cair akan mengalir ke *evaporator* dengan *flowrate* \dot{m}_{bd} untuk dipanaskan kembali. Sementara air yang telah berubah fasa menjadi uap akan keluar dari drum dengan *flowrate* \dot{m}_{s1} . Air yang turun ke *evaporator* akan dipanaskan oleh gas buang yang mengalir pada *gas path* dengan *mass flowrate* \dot{m}_{fg} , sehingga air akan berubah fasa dari air menjadi uap jenuh (*saturated steam*). Temperatur gas akan berubah dari temperatur sebelum memanaskan air di *evaporator* (T_{g3}) menjadi temperatur setelah memanaskan air di *evaporator* (T_{g2}) (Plis & Rusinowski, 2015)



Gambar 2.3 Skematik pada *evaporator* (Plis & Rusinowski, 2015)

Persamaan kesetimbangan massa dan energi pada *evaporator* adalah sebagai berikut :

$$\dot{m}_{s1} = \dot{m}_w - \dot{m}_{bd} \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{EVAP} &= \dot{m}_{s1} \cdot i''_n + \dot{m}_{bd} \cdot i'_n - \dot{m}_w \cdot i_w \\ &= \dot{m}_{fg} \cdot C_{pEVAP} \cdot \eta_w (T_{g2} - T_{g3}) \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$\dot{Q}_{ECO} = (U \cdot A)_{EVAP} \cdot \Delta T_{EVAP} \quad (2.6)$$

dengan :

$$C_{pEVAP} = \text{Kapasitas kalor spesifik gas di } \textit{evaporator} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

$$\eta_w = \textit{Heat loss factor}$$

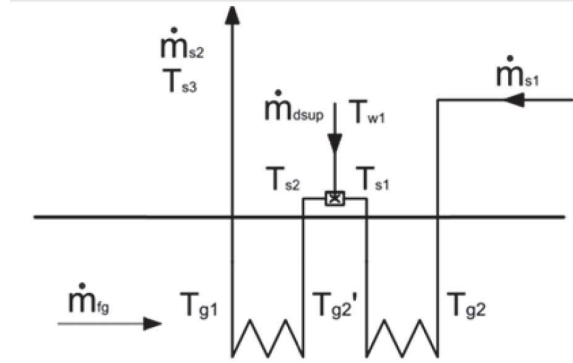
$$U \cdot A = \text{Koefisien } \textit{heat transfer} \cdot \text{Luas area (} \textit{evaporator}) \quad (\text{W/K})$$

$$\Delta T_{EVAP} = \text{Perbedaan temperatur rata-rata pada } \textit{evaporator} \quad (\text{K})$$

Superheater dan Desuperheater

Air yang telah dipanaskan di *evaporator* (\dot{m}_{s1}) dan menjadi keluaran *steam drum* menjadi masukan *superheater* untuk kemudian dipanaskan di *interstage superheater*. Uap keluaran *interstage superheater* ini akan didinginkan ketika melewati *desuperheater* menggunakan *desuperheater spraywater* dengan *flowrate* \dot{m}_{dsup} dan temperatur (T_{w1}) yang sama dengan temperatur air masukan

HRSG. Uap yang telah didinginkan ini kemudian akan dipanaskan kembali dalam *final superheater* hingga menjadi uap dengan *flowrate* \dot{m}_{s2} (Plis & Rusinowski, 2015)



Gambar 2.4 Skematik pada *superheater* dan *desuperheater* (Plis & Rusinowski, 2015)

Air yang masuk ke *superheater* akan dipanaskan oleh gas buang yang mengalir pada *gas path* dengan *mass flowrate* \dot{m}_{fg} , sehingga temperatur gas keluaran turbin gas (T_{g1}) akan berubah menjadi temperatur setelah memanaskan uap di *superheater* (T_{g2}). Temperatur uap air sebelum memasuki *interstage superheater*, akan sama dengan temperatur uap keluaran drum. Sedangkan temperatur uap keluaran *interstage superheater* (T_{s1}) akan turun setelah keluar dari *desuperheater* (T_{s2}) dan akan naik kembali menjadi temperatur keluaran HRSG (T_{s3}).

Persamaan kesetimbangan massa dan energi pada *superheater* dan *desuperheater* adalah sebagai berikut :

$$\dot{m}_{s2} = \dot{m}_{s1} - \dot{m}_{desup} \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_{s2} \cdot i_{s2} = \dot{m}_{s1} \cdot i_{s1} - \dot{m}_{desup} \cdot i_{w1} \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{SHI} &= \dot{m}_{s1} \cdot (i_{s1} - i''_w) \\ &= \dot{m}_{fg} \cdot C_{pSHI} \cdot \eta_w \cdot (T'_{g2} - T_{g2}) \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\dot{Q}_{SHI} = (U \cdot A)_{SHI} \cdot \Delta T_{SHI} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{SH II} &= \dot{m}_{s2} \cdot (i_{s3} - i_{s2}) \\ &= \dot{m}_{fg} \cdot C_{p SH II} \cdot \eta_w \cdot (T_{g1} - T_{g2})\end{aligned}\quad (2.11)$$

$$\dot{Q}_{SH II} = (U \cdot A)_{SH II} \cdot \Delta T_{SH II} \quad (2.12)$$

dengan :

i_{s1} = Entalpi uap keluaran *interstage superheater* (kJ/kg)

i_{s2} = Entalpi uap keluaran *desuperheater* (kJ/kg)

i_{s3} = Entalpi uap keluaran *final superheater* / keluaran HRSG (kJ/kg)

$C_{p SH I}$ = Kapasitas kalor spesifik gas di *interstage superheater* (kJ/kg . K)

$C_{p SH II}$ = Kapasitas kalor spesifik gas di *final superheater* (kJ/kg . K)

η_w = *Heat loss factor*

$(U \cdot A)_{SH I}$ = Koefisien *heat transfer* . Luas area (*interstage superheater*) (W/K)

$(U \cdot A)_{SH II}$ = Koefisien *heat transfer* . Luas area (*final superheater*) (W/K)

$\Delta t_{SH I}$ = Perbedaan temperatur rata-rata pada *interstage superheater* (K)

$\Delta t_{SH II}$ = Perbedaan temperatur rata-rata pada *final superheater* (K)

Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) pada HRSG

Air dan uap yang mengalir dalam HRSG akan mengalami penurunan tekanan, atau *pressure drop* yang disebabkan oleh tiga hal, yakni penurunan tekanan akibat aliran dalam pipa, penurunan tekanan akibat aliran dalam *tubing*, dan penurunan tekanan akibat adanya perbedaan ketinggian. Penurunan tekanan akibat aliran air dan uap dalam pipa akan terjadi pada setiap subsistem HRSG. Sementara penurunan tekanan akibat aliran dalam *tubing* hanya akan dialami pada subsistem-subsistem dengan *tubing*, seperti *economizer*, *evaporator*, *interstage* dan *final superheater*. Satu komponen penurunan tekanan lainnya yaitu penurunan

tekanan akibat *valve*, namun perhitungan penurunan tekanan akibat komponen ini akan diakomodir dalam perhitungan penurunan tekanan akibat aliran dalam pipa.

Persamaan penurunan tekanan akibat aliran air dalam pipa dihitung dengan persamaan berikut :

$$\Delta P = \rho f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2} \right) \quad (2.13)$$

dengan :

ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

f = *Friction factor* (N/A)

L = panjang pipa (m)

D = diameter dalam pipa (m)

v = kecepatan aliran dalam pipa (m/s)

Persamaan penurunan tekanan akibat aliran air dan uap dalam *tubing* dihitung dengan persamaan berikut :

$$\Delta P = \rho K \left(\frac{v^2}{2} \right) \quad (2.14)$$

dengan :

K = *Manufacturing tubing factor* (kg/m³)

2.1.1 Kegagalan pada Sistem Heat Recovery Steam Generator

Kegagalan suatu sistem merupakan hal yang tidak diinginkan karena dapat mengganggu kinerja dan atau keamanan sistem itu sendiri. Namun demikian, kondisi kegagalan dapat dihindari atau diminimalisir dampaknya dengan mengidentifikasi jenis-jenis kondisi kegagalan pada sistem tersebut sehingga dapat dilakukan tindakan pencegahan atau mitigasi sebelum dampak kegagalan tersebut meluas. Dalam sistem HRSG, kegagalan dapat dikelompokkan dalam beberapa kelompok : kegagalan sensor, kegagalan aktuator, kegagalan mekanis, dan kegagalan dari faktor luar HRSG.

Penelitian mengenai kegagalan-kegagalan sistem yang dapat terjadi, khususnya dalam sistem HRSG telah dilakukan oleh (Prayogo, Haryadi, Ismail, & Kim, 2016) yang mendata kegagalan-kegagalan mekanis yang mungkin terjadi pada sistem HRSG berdasarkan inspeksi yang telah dilakukan. Kondisi operasi yang berada pada temperatur yang tinggi memungkinkan sistem untuk mengalami kegagalan, terutama kegagalan mekanis pada subsistem *superheater* (Othman, Purbolaksono, & Ahmad, 2009) (Kim, Chang, Jung, & Jung, 2010) (Kannan, Amirthgadeswaran, Christopher, & Nageswara Rao, 2013) (Mokhtar & Bahrin, 2017).

Kegagalan suatu sistem dapat berdampak pada banyak hal, diantaranya adalah kerugian materi dan ancaman keselamatan proses (Silvianita & Suntoyo, 2017) (Choi & Kim, 2014). Oleh karena itu, studi tentang sistem yang mampu mengatasi kesalahan dan/atau kegagalan merupakan topik yang berkembang pesat saat ini. Penelitian yang dilakukan oleh Sabouhi, dkk (Sabouhi, Fotuhi-Firuzabad, & Dehghanian, 2016) menentukan *critical equipment* pada Combined Cycle Power Plant. Sementara Carazaz, dkk (Carazaz, Salazar, & Souza, 2016) melakukan *availability analysis* secara spesifik pada sistem HRSG. Penelitian ini menghasilkan *critical equipment* pada HRSG yang rentan mengalami kegagalan atau memiliki dampak yang fatal jika mengalami kegagalan.

2.2 *Fault Tolerant Control*

Dalam tiga dekade terakhir, sistem FTC telah diteliti dan sudah banyak metode yang ditawarkan dalam literatur, baik dalam bentuk buku seperti (Blanke, Kinnaert, Lunze, & Staroswiecki, 2006) , (Mahmoud, Jiang, & Zhang, 2003), dan (Noura, Theilliol, Ponsart, & Chamseddine, 2009) serta makalah tinjauan seperti (Patton, 1997) dan (Staroswiecki & Gehin, 2001). Tinjauan menyeluruh tentang FTC secara ringkas dijelaskan pada (Jiang, 2005) dengan beberapa sudut pandang: teori, praktek industri, dan tantangan potensial. Penjelasan rinci berupa tutorial tentang FTC dapat dibaca pada (Lunze & H, 2008) , sedangkan tinjauan literatur secara komprehensif telah dilakukan oleh (Zhang & Jiang, 2006) dan (Zhang & Jiang, 2008).

Semakin kompleks dan rumit suatu sistem, dan semakin bergantung suatu sistem terhadap perangkat otomatis, akan menjadikan sistem tersebut akan semakin rentan terhadap potensi kegagalan seperti kerusakan pada sensor dan aktuator atau gagal fungsi pada pengontrol. Kegagalan sistem dapat berimbas pada keamanan proses dan kerugian finansial. Sistem kontrol konvensional tidak memiliki kemampuan untuk beradaptasi dengan kegagalan sistem. Di sisi lain, efisiensi dan ketepatan sistem menjadi tuntutan yang harus dipenuhi. Maka dari itu, dibutuhkan kontrol sistem proses yang dapat menghadapi kondisi kegagalan sistem dan memiliki kemampuan untuk berpindah dari konfigurasi kontrol yang gagal ke konfigurasi kontrol alternatif dengan aman (El-Farra, Gani, & Christofides, 2004).

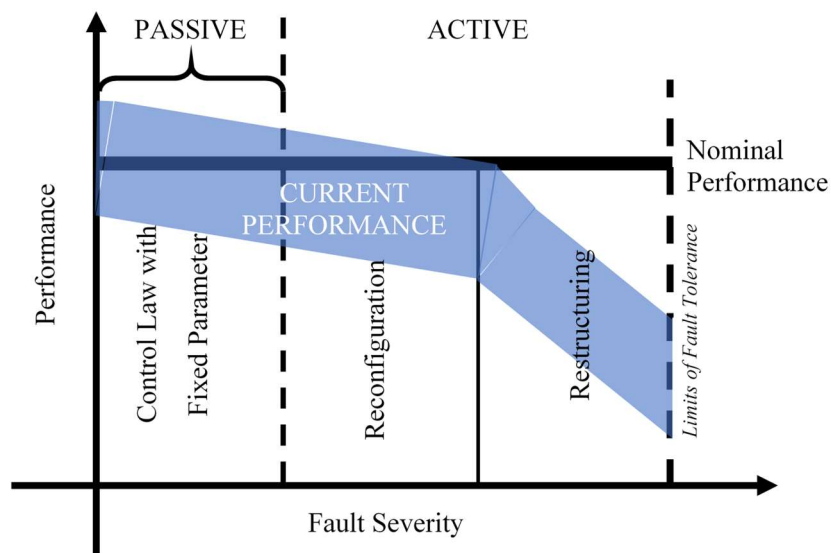
Fault Tolerant Control (FTC) adalah perangkat kontrol yang bekerja untuk mengontrol sistem agar tetap dapat berjalan dalam batas aman dan meminimalisir dampak yang terjadi akibat kegagalan suatu komponen dalam proses. Selain memastikan agar sistem tetap berjalan dalam kondisi yang aman, FTC juga memastikan agar proses tetap berjalan dengan batas kinerja tertentu. Pada proses yang berjalan dalam sebuah sistem yang kompleks, kegagalan satu perangkat saja dapat menyebabkan dampak yang fatal. Oleh karena itu, pada umumnya FTC diaplikasikan pada suatu sistem proses kompleks untuk menanggulangi kegagalan tersebut (Yu & Jin, 2015).

Elemen penting dalam strategi *fault tolerant control* adalah, diantaranya: desain konfigurasi *feedback control* untuk menangani sistem dinamik kompleks dengan efektif; desain pengawas peralihan kontrol dari mode-gagal menjadi mode alternatif untuk memastikan transisi berlangsung tanpa hambatan; serta komunikasi data yang efektif dalam struktur organisasi sistem (El-Farra, Gani, & Christofides, 2004).

Prosedur utama dalam perancangan FTC adalah dengan mengevaluasi potensi kegagalan, dampak yang terjadi akibat kegagalan tersebut, serta langkah mitigasi jika kegagalan terjadi. Evaluasi potensi kegagalan dilakukan dengan melakukan *Fault Tree Analysis* (FTA) dan *Failure Mode and Effect Analysis* (FMEA) pada bagian sistem yang dinilai kritis. Dengan melakukan tahapan-tahapan tersebut, maka akan dapat dipetakan penyebab kegagalan, dampak

kegagalan tersebut terhadap keseluruhan sistem, tingkat kekritisannya dari kegagalan tersebut, dan pada akhirnya akan dapat dirancang langkah mitigasi untuk meminimalisir dampak kegagalan tersebut (Yu & Jin, 2015).

Berdasarkan reaksinya terhadap kegagalan, strategi FTC terbagi atas FTC aktif dan FTC pasif. Sementara FTC aktif terbagi menjadi dua, yaitu rekonfigurasi dan restrukturisasi. Rekonfigurasi dilakukan ketika kegagalan yang terjadi pada sistem hanya menyebabkan kinerja sistem berada sedikit di bawah kinerja yang telah ditetapkan (*nominal performance*). Jenis kegagalan tersebut antara lain ketika terjadi malfungsi pada sensor dan aktuator. Tujuan dari rekonfigurasi adalah untuk membuat kinerja sistem kembali atau mendekati nilai kinerja nominalnya. Sementara restrukturisasi dilakukan ketika kegagalan yang terjadi pada sistem menyebabkan kinerja sistem merosot tajam dari kinerja yang ditetapkan bahkan sistem harus dimatikan total (*shut down*). Jenis kegagalan tersebut adalah ketika terjadi *complete loss* pada aktuator, misalnya ketika *control valve* kehilangan sinyal dari *air compressor* samasekali. Tujuan dari restrukturisasi adalah untuk membuat sistem dapat bertahan selama mungkin sebelum mengalami *shut down* yang aman (Noura, Theilliol, Ponsart, & Chamseddine, 2009).



Gambar 2.5 Strategi FTC (Noura, Theilliol, Ponsart, & Chamseddine, 2009)

Kehandalan merupakan hal yang secara natural diperhatikan dalam analisis dan perancangan sistem FTC. Hal ini terkait dengan tugas sistem FTC

sendiri yang menjamin sistem tetap beroperasi dengan performansi (nominal ataupun terdegradasi) yang diijinkan meskipun terdapat kesalahan. Saat ini, telah muncul beberapa penelitian yang menganalisis sistem FTC ditinjau dari teori kehandalan. Analisis kehandalan kuantitatif diperlukan untuk sistem FTC dalam rangka memeriksa persyaratan *safety* (Blanke, 1996). Dalam hal ini, problem utama yang dihadapi adalah membentuk model kehandalan (*reliability*) yang sesuai dengan tujuan kontrol dan persyaratan *safety*.

Kehandalan jarang diperhatikan sebagai kriteria obyektif yang menuntun desain sistem kontrol dengan cara terintegrasi (Zhang & Jiang, 2006). Hal ini akibat dari sulitnya menetapkan hubungan fungsional antara kehandalan sistem keseluruhan dengan performansi yang didefinisikan untuk kontrol dan diagnosis. Satu dari sedikit penelitian untuk menangani masalah ini secara langsung adalah melalui *coverage* pada formalisasi probabilitistik (Wu & Klir, 2000). Formalisasi probabilitistik menghasilkan deskripsi ketidakpastian yang fleksibel dan biasanya lebih akurat, namun kurang melibatkan teori dan alat numerik yang berkaitan untuk analisis kehandalan. Problem ini dipecahkan oleh (Zhang & Jiang, 2006) yang menangani isu kehandalan dari sistem FTC dalam formalisasi probabilitistik yang lebih familiar sehingga metodologi dan alat-alat yang ada dari analisis kehandalan dapat diterapkan. Kemudian dia melanjutkan penelitiannya dengan mengevaluasi kehandalan menggunakan model proses Markov yang dibangun dari diagram blok serial-paralel (Tanrioven, Wu, Turner, Kocatepe, & Wang, 2004). Diagram blok ini menggambarkan hubungan fungsional antara subsistem dan komponen.

Konfigurasi sistem yang sama digunakan oleh Guenab dkk (Guenab, Theilliol, Weber, Ponsart, & Sauter, 2005), dimana kehandalan dievaluasi dari struktur serial-paralel. Inovasi yang diberikan oleh penelitian Guenab dkk. adalah penggunaan optimisasi untuk menemukan struktur terbaik berdasarkan kehandalan dan biaya (*cost*). Penelitian mereka kemudian berlanjut pada penggunaan analisis kehandalan dan evaluasi performansi untuk menentukan struktur terbaik (Guenab, Theilliol, Weber, & Zhang, 2011), bukan untuk mekanisme *reconfigurable control*. Selain itu, strategi yang ditawarkan hanya terbatas untuk sistem FTC yang dapat digambarkan dengan diagram blok serial-paralel.

Li dkk. (Li, Zhao, & Yang, 2007) mengusulkan sebuah indeks kehandalan yang baru berikut metode pemodelannya. Indeks tersebut menggabungkan karakteristik dinamik sistem FTC: obyektif kontrol (*control objective*), *hard deadline*, dan efek FDI yang tak sempurna. Berdasarkan pada model dinamik sistem FTC, obyektif kontrol yang menurun ditetapkan untuk bermacam skenario kesalahan, dan kehandalan didefinisikan sebagai probabilitas pemenuhan obyektif tersebut. Untuk mengevaluasi indeks kehandalan ini, digunakan proses semi-Markov. Dari model semi-Markov, evolusi performansi kontrol akibat adanya kesalahan dan hasil FDI yang tak sempurna dapat diprediksi. Indeks kehandalan yang dibangun pada dasarnya masih merupakan kriteria *off-line* karena berlandaskan pada model statik. Meskipun demikian, efek interaksi antara FDI dengan *reconfigurable control* setidaknya telah ditangani.

Meningkatkan *safety* sistem tidak hanya dilakukan dengan memperbaiki kehandalan setiap komponen atau dengan merancang sistem kontrol yang mengkompensasi efek kesalahan pada perilaku dinamik, namun juga dengan memperhatikan penurunan kondisi komponen. Satu motivasi untuk menggabungkan informasi tentang kondisi komponen dalam merancang controller adalah untuk memperbaiki *safety* dan *life time* sistem yang *reconfigurable*. Safety sistem dan kehandalan sistem keseluruhan dapat ditingkatkan dengan perancangan FTC berbasis pada pengaturan input kontrol secara efektif seperti yang telah dilaporkan dalam (Khelassi, Theilliol, & Weber, 2011). Informasi tentang kondisi aktuator dilibatkan dalam mendesain FTC agar sekumpulan aktuator tersebut dapat terus bekerja selama mungkin. Hal ini dilakukan dengan meminimumkan penggunaan aktuator yang memiliki kondisi lebih buruk dari lainnya. Penurunan kondisi aktuator dievaluasi dengan mengestimasi dampak dari beban yang dipikul aktuator terhadap umur (*life time*) aktuator. Konsekuensinya, sistem tetap beroperasi untuk durasi yang lebih lama dengan memperhatikan persyaratan performansi kontrol yang dapat diterima.

2.3 *Fault Tree Analysis (FTA)*

Fault Tree Analysis (FTA) adalah sebuah metode analisis deduktif mulai dari kejadian-kejadian tak diinginkan yang muncul saat proses berlangsung (*top event*) hingga identifikasi penyebab utama kejadian tersebut (*root cause – basic event*). Selain itu, FTA juga mengidentifikasi kelemahan-kelemahan dalam suatu sistem (Hamza & Abdallah, 2015). FTA merupakan metode yang jamak digunakan untuk menganalisis kegagalan sistem dan mengkalkulasi kehandalan sistem (Mahmood, Ahmadi, Verma, Srividya, & Kumar, 2013). FTA merupakan metode grafis untuk menggambarkan bagaimana suatu kegagalan mempengaruhi keseluruhan sistem (Ruijters & Stoelinga, 2015). Namun demikian, FTA tidak serta merta menganalisis semua potensi kegagalan pada sistem. FTA hanya menitikberatkan pada kegagalan-kegagalan yang menyebabkan kejadian tak diinginkan pada saat sistem berlangsung (*top event*) (Nelson, 2018).

Teknik analisis dalam FTA dibedakan menjadi dua : kualitatif dan kuantitatif. Analisis kuantitatif berfokus pada penghitungan probabilitas (probabilitas diskrit dan probabilitas kontinu) kegagalan pada suatu sistem. Komponen-komponen perhitungan yang penting dalam analisis kuantitatif antara lain : *system reliability*, yaitu kemungkinan suatu sistem mengalami kegagalan dalam selang waktu tertentu ; *system availability*, yaitu persentase waktu sistem berada dalam kondisi operasi ; *mean time to failure*, waktu rata-rata yang dibutuhkan suatu sistem mengalami kegagalan untuk pertama kalinya ; dan *mean time between failure*, yaitu waktu rata-rata antara peristiwa kegagalan yang satu dengan peristiwa kegagalan berikutnya. Sementara itu, dalam analisis kualitatif, *cut sets* merupakan komponen perhitungan yang utama. *Cut sets* mengindikasikan kombinasi kegagalan komponen yang berakhir dengan kegagalan sistem. Jika *cut sets* berisi terlalu sedikit elemen, maka hal ini mengindikasikan kerentanan sistem (Ruijters & Stoelinga, 2015).

Berdasarkan kompleksitasnya, FTA terdiri dari dua : FTA statik dan FTA dinamik. FTA statik umumnya digunakan untuk menganalisis sistem yang sederhana. FTA statik terdiri dari gerbang logika AND dan OR. FTA dinamik menggunakan pemodelan kehandalan (*Reliability Modelling*) untuk menggambarkan gerbang logika dinamik nya. Pada umumnya, FTA dinamik terdiri

dari FTA statik dan FTA dinamik untuk menganalisis sistem yang lebih kompleks. FTA dinamik terdiri dari gerbang logika PAND (*Priority AND*), gerbang logika SEQ (*Sequence Enforcing*), gerbang logika FDEP (*Functional Dependency*), dan gerbang logika SPARE (Lei, 2017).

Namun demikian, penggunaan FTA konvensional mulai beralih menjadi *Fuzzy* FTA (FFTA) yang memiliki beberapa keunggulan dibandingkan dengan FTA konvensional karena FFTA mendiagnosa kesalahan secara efisien dan dapat dengan mudah mendesain pencegahan terhadap kesalahan/ kegagalan. FFTA tidak hanya memperhatikan dampak langsung dari kegagalan tetapi juga mempertimbangkan semua kemungkinan terjadinya kesalahan/ kegagalan dengan menggunakan *expert elicitation* dan *possibility approach* (Mahmood, Ahmadi, Verma, Srividya, & Kumar, 2013).

2.4 Failure Mode and Effect Analysis (FMEA)

FMEA merupakan sebuah metode untuk mengidentifikasi potensi kegagalan dalam desain suatu sistem. Sistem kemudian akan dijalankan dengan menerapkan kegagalan-kegagalan tersebut untuk diamati efek kegagalan serta tingkat kekritisannya terhadap keseluruhan sistem. Hal ini dilakukan agar didapatkan tindakan-tindakan yang dapat dilakukan untuk meminimalisir kemungkinan kegagalan atau untuk meminimalisir dampak dari kegagalan (Ben-Daya & Raouf, 1996).

Pada umumnya, FMEA mencakup poin-poin berikut ini : mengidentifikasi dan membuat daftar mode-mode kegagalan beserta akibat yang ditimbulkan; memperkirakan kemungkinan kegagalan tersebut dapat terdeteksi; memperkirakan tingkat kegawatan dari dampak kegagalan; mengambil tindakan atas masalah-masalah beresiko tinggi; serta memeriksa keefektifan dari tindakan tersebut (Ben-Daya & Raouf, 1996).

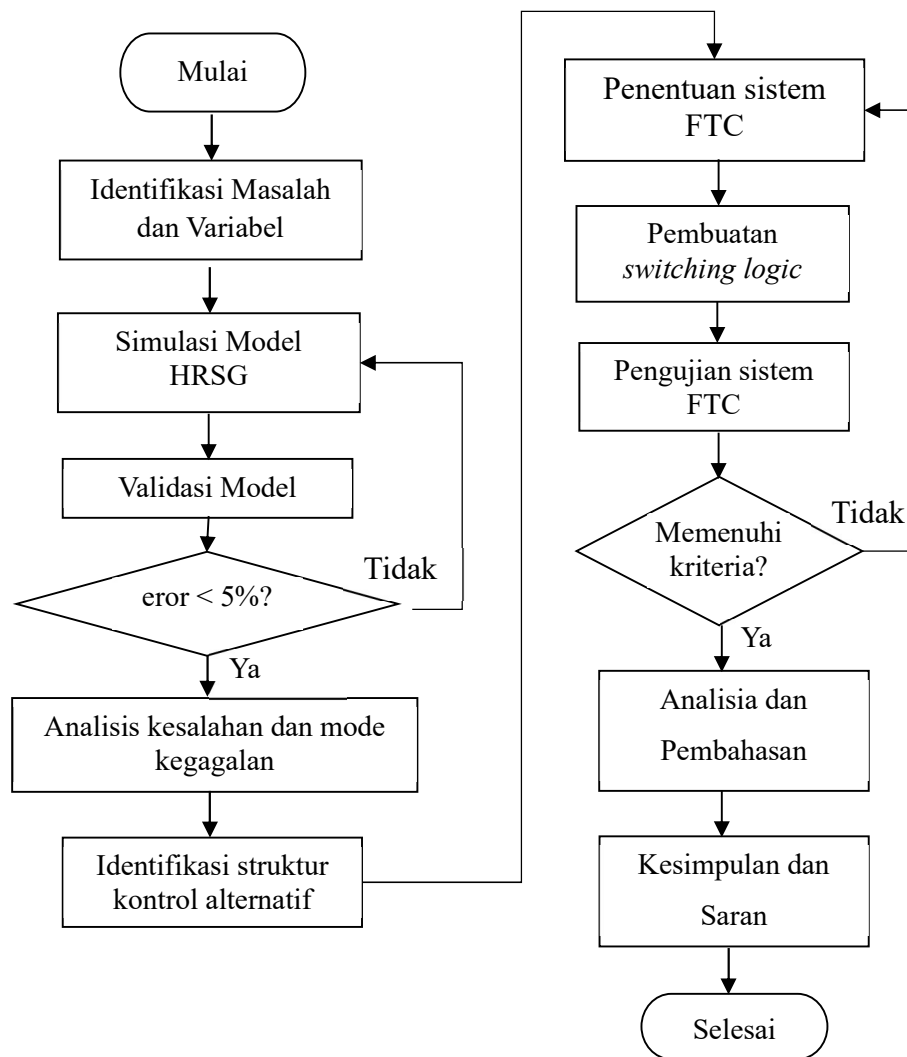
Standar FMEA menerapkan metode *Risk Priority Number* (RPN), yang berdasar pada tiga faktor, yaitu : kemunculan (*occurrence*), deteksi (*detection*), dan kegawatan (*severity*) dengan pembobotan yang telah ditetapkan. Terdapat dua

pendekatan dalam melakukan FMEA, yaitu pendekatan kotak hitam *Black Box Approach*) dan pendekatan hirarki (*Hierarchical Approach*). Pendekatan kotak hitam memperlakukan sebuah *failure event / failure item* sebagai sebuah kotak hitam dengan informasi mengenai *failure event* hanya sebatas penyebab langsung yang tepat terjadi sebelum kegagalan terjadi. Sedangkan pendekatan hirarki memperlakukan sebuah *failure event / failure item* sebagai sebuah sistem yang terdiri dari beberapa subsistem, yang kemudian terbagi lagi atas beberapa komponen. Ketika terjadi kegagalan pada suatu sistem, maka identifikasi akan dilakukan pada sub-subsistem dan komponen-komponen karena pendekatan hirarki memiliki pandangan bahwa kegagalan yang terjadi pada skala sistem diakibatkan oleh kegagalan pada skala subsistem atau bahkan komponen (Kim & Zuo, 2018).

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan dalam beberapa tahap pengerjaan selama kurang lebih tujuh bulan. Diagram alir penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 3.1. Uraian lebih detail dari tiap tahap dijelaskan dalam beberapa sub bab di bawah ini.



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.1 Identifikasi Masalah dan Variabel

Tahapan pertama dari penelitian ini adalah identifikasi masalah dan parameter yang akan menjadi fokus dalam penelitian ini. Sistem yang akan menjadi objek penelitian adalah sebuah *unfired* HRSG dengan kapasitas maksimum dari uap yang dihasilkan sebesar 23,99 kg/s. Jenis kegagalan yang akan ditinjau adalah kegagalan pada *final control element*, yaitu *control valve* ketika mengalami *complete loss* atau kehilangan sinyal. Parameter atau variabel yang akan diamati untuk menentukan kinerja sistem adalah temperatur, tekanan, dan laju aliran fluida (air dan/atau uap).

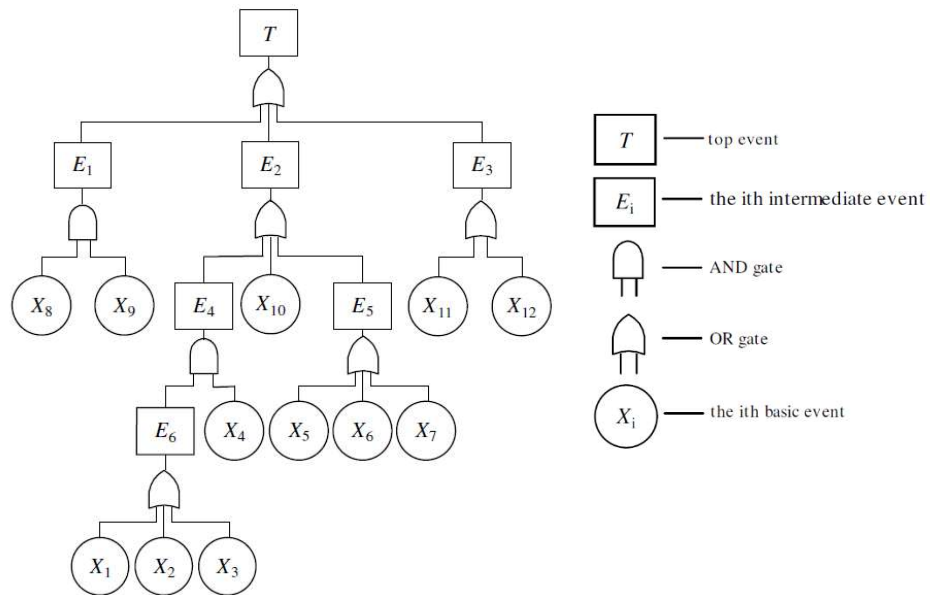
3.2 Simulasi dan Validasi Model HRSG

Tahapan selanjutnya dari penelitian ini adalah mensimulasikan model sistem HRSG yang didapatkan melalui literatur. Simulasi dan validasi dilakukan menggunakan perangkat MATLAB. Model HRSG dibuat berdasarkan persamaan kesetimbangan massa dan energi berdasarkan literatur seperti yang dijelaskan pada bab 2. Langkah selanjutnya adalah melakukan validasi model HRSG. Dalam hal ini, digunakan data operasi HRSG dengan kapasitas produksi uap maksimum sebesar 23,99 kg/s. Validasi dilakukan menggunakan data lapangan ketika proses berada dalam kondisi tunak (*steady state*) ketika proses beroperasi dalam skema 2x2x1. Skema ini adalah skema saat 2 turbin gas aktif dengan beban masing-masing 100%, 2 HRSG aktif, dan 1 turbin uap aktif. Temperatur lingkungan saat proses berlangsung adalah 28⁰C. Kesalahan validasi yang dikehendaki adalah dibawah 5%.

3.3 Analisis Kesalahan dan Kegagalan

Tahap ini digunakan sebagai langkah awal dalam merumuskan struktur-struktur kontrol alternatif saat terjadi kesalahan dan/atau kegagalan pada komponen HRSG. Dalam penelitian ini digunakan metode *Fault Tree Analysis* (FTA) dan *Failure Mode and Effect Analysis* (FMEA). FTA adalah proses analisis menggunakan grafik untuk menggambarkan semua kejadian yang tidak diinginkan

dalam proses (*top event*) dan semua kemungkinan penyebabnya (*basic event*) seperti pada Gambar 3.2.



Gambar 3.2 Diagram FTA (Huang, Miao, Wang, Fan, & Yang, 2017)

Kegagalan-kegagalan yang terjadi beserta dampaknya kemudian akan diberi urutan berdasarkan tingkat kegawatan dampaknya (*severity*). Berdasarkan batasan yang telah ditetapkan pada batasan masalah, maka kegagalan yang ditinjau adalah kegagalan-kegagalan yang memiliki nilai *severity rank* di atas 8. Nilai *severity rank* ini dibuat berdasarkan tabel *Severity Evaluation Criteria* berikut yang disadur dari (Chrysler LLC, Ford Motor Company, General Motor Corporation, 2008):

Tabel 3.1 *Severity evaluation criteria*

Urutan	Dampak	Kriteria
10	Gagal memenuhi persyaratan keselamatan	Membahayakan operator atau mesin tanpa adanya peringatan (alarm)
9		Membahayakan operator atau mesin disertai adanya peringatan (alarm)
8	Penurunan atau Kehilangan	Menyebabkan salah satu atau seluruh proses mengalami <i>shutdown</i>
7	Fungsi Utama	Penurunan hasil proses dari kondisi normal

Urutan	Dampak	Kriteria
6	Penurunan atau	Proses produksi kehilangan fungsi sekunder nya
5	Kehilangan Fungsi Sekunder	Proses produksi mengalami penurunan fungsi sekunder
4		Muncul <i>noise</i> atau bising yang mengganggu sebagian besar pelaksana proses (>75%)
3	Gangguan Kenyamanan	Muncul <i>noise</i> atau bising yang mengganggu banyak pelaksana proses (>50%)
2		Muncul <i>noise</i> atau bising yang mengganggu sebagian kecil pelaksana proses (>25%)
1	Tanpa Dampak	Tanpa Dampak

3.4 Identifikasi Struktur Kontrol Alternatif

Hasil analisis FTA dan FMEA pada sistem HRSG yang ditinjau selanjutnya digunakan untuk mengidentifikasi beberapa struktur kontrol alternatif yang bisa diterapkan saat terjadi kegagalan komponen HRSG. Struktur sebuah sistem mendefinisikan kumpulan subsistem yang digunakan, termasuk hubungan antar subsistem tersebut. Sifat subsistem mempengaruhi performansi menyeluruh (*global*) sistem, kehandalan sistem dan biaya yang dibutuhkan. Sekali kesalahan terjadi, subsistem yang salah dianggap mampu memenuhi tujuan lokal dengan penurunan kondisi tertentu. Dengan demikian, setiap struktur kontrol yang diidentifikasi saat terjadi kesalahan tertentu memiliki tingkat kehandalan dan biaya tertentu.

Struktur kontrol alternatif yang diusulkan dibuat berdasarkan rancangan mitigasi atau langkah penyelamatan proses yang diusulkan untuk suatu skenario kegagalan tertentu. Masing-masing struktur kontrol diusulkan melalui beberapa pertimbangan, yakni struktur kontrol yang memungkinkan proses untuk tetap berjalan dengan sebagaimana mestinya dengan penurunan kinerja (*performance*) dan struktur kontrol yang memungkinkan proses untuk tetap berjalan selama mungkin sebelum pada akhirnya akan *shutdown* dengan aman.

3.5 Penentuan Struktur Kontrol Alternatif

Setelah menentukan struktur-struktur kontrol alternatif, langkah penelitian selanjutnya adalah memilih struktur kontrol alternatif optimum yang akan diterapkan sebagai sistem FTC. Pemilihan ini dilakukan melalui pertimbangan faktor kehandalan dan biaya menggunakan metode optimisasi.

Kehandalan sistem merupakan salah satu parameter penting dari suatu sistem karena kehandalan merupakan indikator apakah sebuah sistem atau proses beroperasi dengan semestinya atau tidak. Sementara itu faktor biaya (*cost*) merupakan salah satu aspek terpenting yang selalu menjadi pertimbangan ketika berbicara tentang dunia industri atau produksi. Tidak terkecuali dalam industri pembangkitan listrik atau *power plant*. Kegagalan alat atau subsistem atau bahkan kegagalan seluruh sistem tentu akan mempengaruhi kehandalan dari sistem tersebut. Selain itu, ketika terjadi kegagalan dan penurunan kinerja, maka kerugian materi tidak dapat dihindarkan.

Formula untuk menghitung kehandalan adalah sebagai berikut (Guenab, Theilliol, Weber, Ponsart, & Sauter, 2005):

$$\lambda_i(t, x) = \lambda_i(t) \cdot g(x, \beta) \quad (3.1)$$

dengan :

$\lambda_i(t)$ = *Nominal Failure Rate*

$g(x, \beta)$ = Fungsi gabungan sebagai dampak dari beban baru (struktur kontrol baru)

x = beban

β = Parameter komponen

Nominal Failure Rate dapat dihitung dengan cara berikut (Guenab, Theilliol, Weber, Ponsart, & Sauter, 2005):

$$\lambda_i^m(t, x) = \lambda_i(t) e^{x \cdot \beta} \quad (3.2)$$

dengan

$\lambda_i^m(t, x)$ = *Failure Rate* dari subsistem-i saat menggunakan struktur kontrol-m

Setelah mendapatkan nilai *failure rate* yang baru, maka nilai *reliability* dalam suatu rentang waktu tertentu dapat dihitung dengan formulasi (Guenab, Theilliol, Weber, Ponsart, & Sauter, 2005):

$$R_i^m(T_d) = e^{-\lambda_i^m(T_d, x) \cdot T_d} \quad (3.3)$$

dengan

$R_i^m(T_d)$ = *Reliability* subsistem-i saat menggunakan struktur kontrol-m pada selang waktu T_d

T_d = Rentang waktu yang telah ditentukan, dapat mengacu pada rentang waktu yang diperlukan untuk melakukan perbaikan atau penggantian komponen pada bagian sistem yang mengalami kerusakan.

Jika nilai *reliability* masing-masing subsistem telah diketahui, maka nilai *reliability* untuk keseluruhan sistem (*global reliability*) dapat dihitung dengan formula (Gertsbakh, 2000):

$$R_g^m(T_d) = \prod_{i=1}^n R_i^m(T_d) \quad (3.4)$$

dengan :

$R_g^m(T_d)$ = *Reliability* sistem secara keseluruhan saat menggunakan struktur kontrol-m

Formula pada persamaan (3.4) adalah formula untuk perhitungan sistem yang disusun secara serial. Sementara itu, untuk sistem yang disusun secara paralel, maka formula yang digunakan adalah sebagai berikut (Gertsbakh, 2000):

$$R_g^m(T_d) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - R_i^m(T_d)) \quad (3.5)$$

Selain faktor kehandalan, biaya juga merupakan faktor yang harus dipertimbangkan ketika memilih struktur kontrol alternatif yang akan digunakan. Persamaan untuk menghitung faktor biaya yang dikeluarkan adalah sebagai berikut (Guenab, Theilliol, Weber, Ponsart, & Sauter, 2005):

$$C_i^m(R_i^m(T_d)) = \frac{(c_i + P)(1 - (T_d))}{\int_0^{T_d} R_i^m(t) dt} \quad (3.6)$$

dengan :

C_i^m = Biaya yang timbul pada subsistem-i saat mengaplikasikan struktur kontrol-m

P = Biaya yang timbul akibat penurunan performansi sistem

Jika nilai biaya yang diperlukan oleh masing-masing subsistem telah diketahui, maka biaya total yang diperlukan oleh keseluruhan sistem dapat dihitung dengan formula (Guenab, Theilliol, Weber, Ponsart, & Sauter, 2005):

$$C_g^m = \sum_i C_i^m (R_i^m(T_d)) \quad (3.7)$$

dengan

C_g^m = Biaya yang timbul pada keseluruhan sistem saat mengaplikasikan struktur kontrol-m

Dalam tahapan menentukan struktur kontrol alternatif paling optimum, tujuan utama yang ingin dicapai adalah untuk memilih struktur kontrol mana yang paling optimum, yaitu yang memiliki nilai kehandalan yang tertinggi untuk sebuah batasan nilai biaya tertentu atau nilai biaya terendah untuk sebuah batasan nilai kehandalan tertentu. Masing-masing struktur harus dapat memenuhi *global objective* dari besaran-besaran yang telah ditetapkan. Nilai *global objective* bergantung pada nilai *local objective* dari masing-masing subsistem. Ketika terjadi kegagalan, maka dapat ditetapkan nilai *global objective* dan *local objective* untuk tiap-tiap skenario proses yang dikehendaki. Nilai *local objective* dan *global objective* dituliskan dalam bentuk persamaan berikut (Guenab, Theilliol, Weber, Ponsart, & Sauter, 2005):

$$\gamma_i^m = \{\gamma_i^m(S_1^m) \dots \gamma_i^m(S_n^m)\} \quad (3.8)$$

$$\gamma_g^m = f_m \gamma_i^m \quad (3.9)$$

dengan

$\gamma_i^m(S_n^m)$ = *Local objective* untuk subsistem ke-i pada struktur kontrol ke-m

γ_g^m = *Global objective* pada struktur kontrol ke-m

$f_m \gamma_l^m$ = Kumpulan persamaan dari fungsi *global* dan *local objective* struktur kontrol ke-m

Dalam tahapan optimisasi, terdapat dua pilihan kendala (*constraint*), yaitu kehandalan dan biaya. Jika kendala yang dipilih adalah kehandalan, maka struktur kontrol alternatif yang akan dipilih adalah struktur kontrol dengan nilai biaya terendah, yang dihitung dengan persamaan (Guenab, Theilliol, Weber, Ponsart, & Sauter, 2005):

$$C_g^{opt} = \min_{\gamma_g^m \cong \gamma_g^n, R_g^m(T_d) \geq R_g^*} (C_g^m) \quad (3.10)$$

dengan :

C_g^{opt} = Nilai biaya paling optimum secara global

Sementara itu, jika kendala yang dipilih adalah biaya, maka struktur kontrol alternatif yang akan dipilih adalah struktur kontrol dengan nilai kehandalan tertinggi, yang dihitung dengan persamaan (Guenab, Theilliol, Weber, Ponsart, & Sauter, 2005):

$$R_g^{opt} = \max_{\gamma_g^m \cong \gamma_g^n, C_g^m \geq C_g^*} (R_g^m(T_d)) \quad (3.11)$$

dengan :

R_g^{opt} = Nilai kehandalan paling optimum secara global

Kehandalan dari setiap subsistem yang terlibat akan dihitung secara online dengan memperhatikan mode operasinya, yaitu kontinuitas dan besarnya beban. Struktur kontrol optimal berkaitan dengan struktur kontrol yang memenuhi tujuan global (*global objective*). Untuk keperluan ini, digunakan teknik optimisasi dengan algoritma *linear programming*.

3.6 Pembuatan Switching Logic

Tahap ini bertujuan menyediakan mekanisme perpindahan operasi antar strategi kontrol, yaitu dari strategi kontrol nominal (tanpa kesalahan) ke strategi kontrol optimum. Aturan switching mengatur bagian aktuator mana yang diaktifkan dan bagian aktuator mana yang tidak diaktifkan sesuai dengan struktur kontrol pilihan saat terjadi kegagalan. Misalkan konfigurasi aktuator awal adalah $k(0) = 1$ dan misalkan T adalah waktu saat struktur kontrol dengan konfigurasi ini gagal, maka aturan switching diberikan oleh (El-Farra, Gani, & Christofides, 2004):

$$k(T) = j \text{ if } x(T) \in \Omega(u_{max}^j) \quad (3.8)$$

dengan

j adalah struktur kontrol ke- j bernilai $2, 3, \dots, m$.

$x(T)$ mewakili kondisi subsistem yang membentuk sistem

$\Omega(u_{max}^j)$ adalah sistem yang memiliki fungsi obyektif u maksimum

3.7 Pengujian Sistem FTC

Tahap akhir penelitian adalah menguji performansi sistem FTC berbasis kehandalan dan biaya pada HRSG. Kriteria performansi yang ditinjau meliputi kriteria statik maupun dinamik. Kriteria statik meliputi nilai fungsi obyektif, nilai kehandalan dan nilai *life cost*. Sedangkan kriteria dinamik meliputi settling time dan overshoot. Jika semua kriteria terpenuhi, maka penelitian dapat diakhiri dengan tahap analisis dan pembuatan laporan. Namun jika masih ada kriteria yang belum terpenuhi, maka langkah penelitian kembali pada penentuan sistem FTC.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pemodelan, Simulasi, dan Validasi Model HRSG

Pemodelan sistem HRSG dibuat berdasarkan persamaan kesetimbangan massa dan persamaan kesetimbangan energi. Pemodelan dilakukan pada tiap-tiap subsistem, yaitu *economizer*, *evaporator* (sekaligus drum), *desuperheater*, dan *superheater*. Kalor berpindah dari *exhaust gas* menuju air/ uap yang mengalir dalam *tube* HRSG. Perpindahan kalor terjadi secara *counter flow*. *Exhaust gas* mengalir dari *superheater* menuju *economizer*, sementara air/uap mengalir dari *economizer* menuju *superheater*.

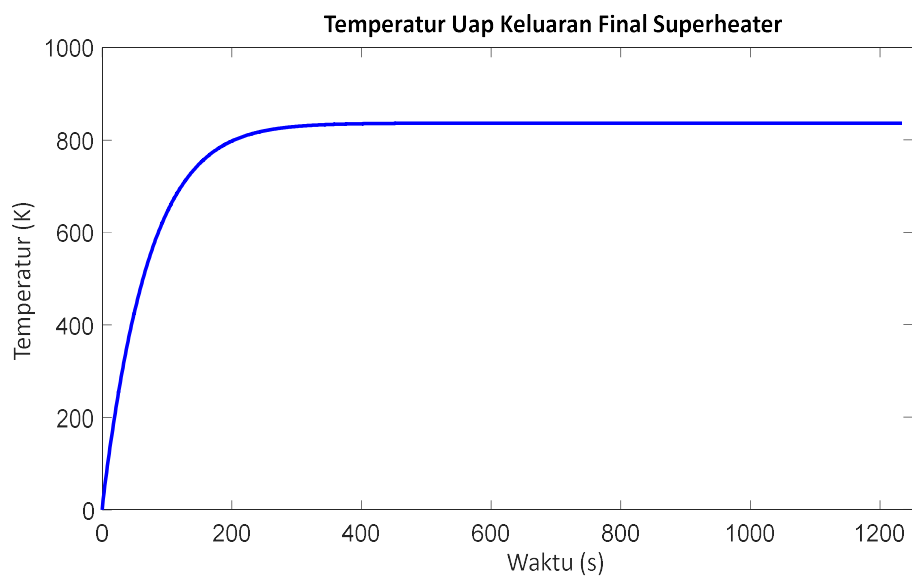
Simulasi model HRSG akan dilakukan menggunakan perangkat pemrograman Simulink MATLAB. Validasi model HRSG dilakukan berdasarkan data proses di lapangan. Adapun data yang digunakan sebagai acuan validasi adalah data ketika proses beroperasi dalam skema 2x2x1 (skema saat 2 turbin gas aktif, 2 HRSG aktif, dan 1 turbin uap aktif), saat temperatur lingkungan 28°C, dan saat turbin gas bekerja pada beban 100%.

4.1.1 *Superheater dan Desuperheater*

Final Superheater merupakan bagian pertama yang terpapar oleh *exhaust gas*, atau dengan kata lain merupakan bagian HRSG dengan temperatur paling tinggi. Karena *final superheater* merupakan bagian pertama yang mengalami kontak dengan *exhaust gas*, maka pembuatan model HRSG dimulai dari *final superheater*, *desuperheater*, kemudian *interstage superheater* terlebih dahulu. Persamaan matematis yang digunakan merupakan persamaan kesetimbangan massa dan energi seperti yang telah ditampilkan pada persamaan (2.7) sampai (2.12). Adapun nilai dari besaran pada persamaan-persamaan tersebut adalah:

$$\begin{array}{ll} C_{p_{ST\ SH\ II}} = 2.31 & \text{kJ/kg} \cdot \text{K} & t_{in\ G\ SH\ II} = 890.00 & \text{K} \\ C_{p_{G\ SH\ II}} = 1.23 & \text{kJ/kg} \cdot \text{K} & t_{out\ G\ SH\ II} = 867.00 & \text{K} \\ U \cdot A_{SH\ II} = 58.96 & \text{W/K} & \dot{m}_{in\ ST\ SH\ II} = 23.19 & \text{kg/s} \\ t_{in\ ST\ SH\ II} = 757.50 & \text{K} & \dot{m}_{in\ G\ SH\ II} = 401.49 & \text{kg/s} \end{array}$$

Aliran *exhaust gas* yang melewati *final superheater* merupakan *exhaust gas* yang langsung keluar dari turbin gas sebelum melalui perangkat lain, sehingga memiliki temperatur yang paling tinggi. Sementara aliran uap yang melalui *final superheater tube* adalah uap keluaran *desuperheater*. Sesuai dengan persamaan kesetimbangan massa, maka jumlah massa uap dan gas yang mengalir memasuki dan melalui *final superheater* akan sama dengan jumlah massa uap dan gas yang mengalir keluar *final superheater*. Sementara itu, uap keluaran *final superheater* akan memiliki temperatur yang lebih tinggi dari uap masukan *final superheater* setelah menyerap kalor dari *exhaust gas*. Uap keluaran *final superheater* ini kemudian akan mengalir menuju turbin uap. Sedangkan *exhaust gas* yang telah melalui *final superheater* akan memiliki temperatur yang lebih rendah dari sebelumnya. Aliran *exhaust gas* ini kemudian akan melalui *interstage superheater* untuk memanaskan uap di dalamnya.



Gambar 4.1 Respon temperatur pada keluaran *final superheater*

Berdasarkan hasil simulasi pada perangkat Simulink MATLAB, untuk temperatur masukan *final superheater* sebesar 757.50 K maka akan didapatkan temperatur keluaran *final superheater* sebesar 836.60 K. Hasil ini cukup dekat dengan data lapangan yaitu 841.53 K dengan tingkat kesalahan sebesar 0.59%. Hasil pemodelan dan simulasi *final superheater* ini adalah valid karena memiliki tingkat kesalahan di bawah nilai yang ditetapkan yaitu 5%.

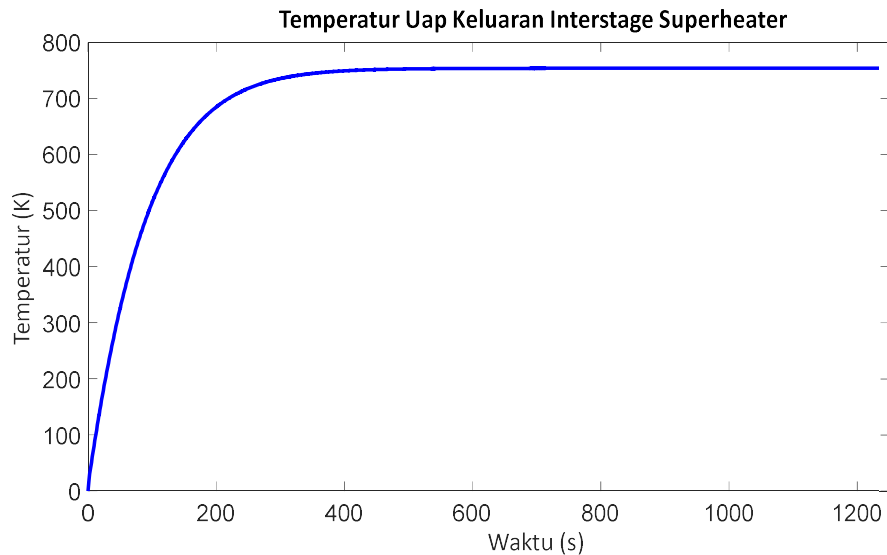
$$\begin{aligned}
 \text{Kesalahan} &= \frac{|Data Lapangan - Hasil Simulasi|}{Data Lapangan} \times 100\% \\
 &= \frac{|841.53 - 836.60|}{841.53} \times 100\% = 0.59\%
 \end{aligned}$$

Pada kasus yang menjadi acuan validasi dari pemodelan dan simulasi, tidak ada aliran air yang digunakan untuk mendinginkan *desuperheater*. Sehingga temperatur uap masukan *desuperheater* akan sama dengan temperatur uap keluaran *desuperheater*. Dalam *desuperheater* hanya terjadi proses pendinginan uap oleh *desuperheater spraywater*. Ketika tidak ada aliran massa *desuperheater spraywater* memasuki *desuperheater*, maka proses pendinginan tidak terjadi dan temperatur uap akan tetap. Jika aliran massa *desuperheater spraywater* tidak bernilai nol, maka jumlah massa keluaran *desuperheater* akan sama dengan massa uap keluaran *interstage superheater* ditambah dengan massa *desuperheater spraywater*. Tidak ada *exhaust gas* yang melalui *desuperheater* karena *desuperheater* berada di luar jalur gas (*gas path*).

Aliran *exhaust gas* yang melewati *interstage superheater* merupakan *exhaust gas* yang telah memanaskan uap di *final superheater*. Sementara aliran uap yang melalui *interstage superheater tube* adalah uap keluaran *evaporator*. Sesuai dengan persamaan kesetimbangan massa, maka jumlah massa uap dan gas yang mengalir memasuki dan melalui *interstage superheater* akan sama dengan jumlah massa uap dan gas yang mengalir keluar *interstage superheater*. Sementara itu, uap keluaran *interstage superheater* akan memiliki temperatur yang lebih tinggi dari uap masukan *interstage superheater* setelah menyerap kalor dari *exhaust gas*. Uap keluaran *interstage superheater* ini kemudian akan mengalir menuju *final superheater*. Sedangkan *exhaust gas* yang telah melalui *interstage superheater* akan memiliki temperatur yang lebih rendah dari sebelumnya. Aliran *exhaust gas* ini kemudian akan melalui *evaporator* untuk memanaskan uap di dalamnya.

Persamaan matematis yang digunakan merupakan persamaan kesetimbangan massa dan energi seperti yang telah ditampilkan pada persamaan (2.7) sampai (2.12). Adapun nilai dari besaran pada persamaan-persamaan tersebut adalah:

$$\begin{array}{ll}
C_{p_{ST\ SH\ I}} = 2.09 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} & t_{in\ G\ SH\ I} = 845.50 \text{ K} \\
C_{p_{G\ SH\ I}} = 1.19 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} & t_{out\ G\ SH\ I} = 730.00 \text{ K} \\
U \cdot A_{SH\ I} = 64.94 \text{ W/K} & \dot{m}_{in\ ST\ SH\ I} = 23.19 \text{ kg/s} \\
t_{in\ ST\ SH\ I} = 609.70 \text{ K} & \dot{m}_{in\ G\ SH\ I} = 401.49 \text{ kg/s}
\end{array}$$



Gambar 4.2 Respon temperatur pada keluaran *interstage superheater*

Berdasarkan hasil simulasi pada perangkat Simulink MATLAB, untuk temperatur masukan *interstage superheater* sebesar 609.70 K maka akan didapatkan temperatur keluaran *interstage superheater* sebesar 753.9 K. Hasil ini cukup dekat dengan data lapangan yaitu 758.45 K dengan tingkat kesalahan sebesar 0.60%. Hasil pemodelan dan simulasi *interstage superheater* ini adalah valid karena memiliki tingkat kesalahan di bawah nilai yang ditetapkan yaitu 5%.

$$\begin{aligned}
\text{Kesalahan} &= \frac{|\text{Data Lapangan} - \text{Hasil Simulasi}|}{\text{Data Lapangan}} \times 100\% \\
&= \frac{|758.45 - 753.90|}{758.45} \times 100\% = 0.60\%
\end{aligned}$$

4.1.2 *Evaporator*

Aliran *exhaust gas* yang melewati *evaporator* merupakan *exhaust gas* yang telah memanaskan uap di *interstage superheater*. Sementara aliran uap jenuh yang melalui *evaporator tube* adalah air keluaran *economizer* yang telah melalui proses pemisahan fasa dalam *steam drum*. Sesuai dengan persamaan kesetimbangan

massa, maka dalam kondisi normal jumlah massa uap dan gas yang mengalir memasuki dan melalui *evaporator* akan sama dengan jumlah massa uap dan gas yang mengalir keluar *evaporator* ditambah dengan massa yang mengalir keluar melalui *blowdown valve* menuju *blowdown tank* yang dilakukan secara kontinyu. Namun apabila dalam kondisi tidak normal, maka *blowdown valve* akan menutup atau *blowoff valve* akan membuka dan membuang kelebihan air agar level pada *steam drum* tetap terjaga.

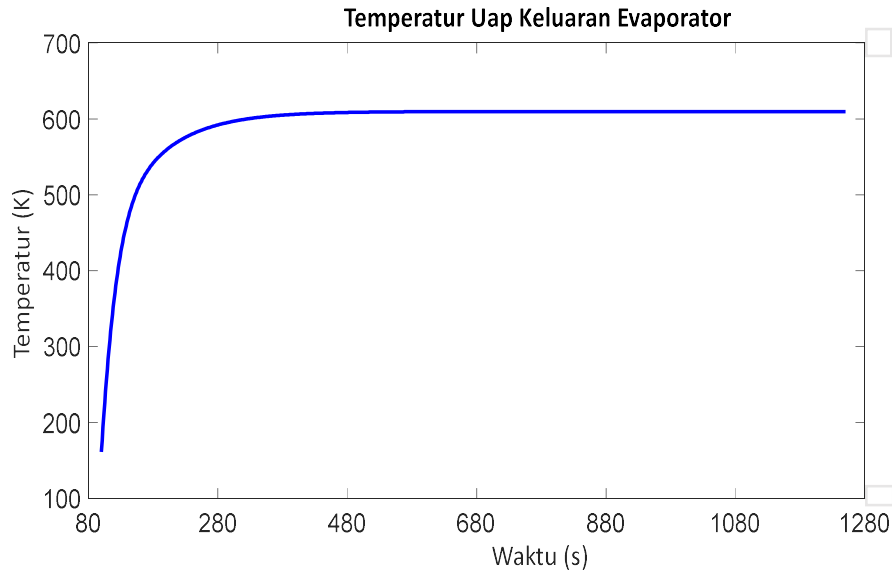
Sementara itu, uap keluaran *evaporator* akan memiliki temperatur yang lebih tinggi dari uap masukan *evaporator* setelah menyerap kalor dari *exhaust gas*. Uap keluaran *evaporator* ini kemudian akan mengalir menuju *interstage superheater*. Sedangkan *exhaust gas* yang telah melalui *evaporator* akan memiliki temperatur yang lebih rendah dari sebelumnya. Aliran *exhaust gas* ini kemudian akan melalui *economizer* untuk memanaskan air di dalamnya.

Persamaan matematis yang digunakan merupakan persamaan kesetimbangan massa dan energi seperti yang telah ditampilkan pada persamaan (2.4) sampai (2.6). Adapun nilai dari besaran pada persamaan-persamaan tersebut adalah:

$$\begin{array}{ll}
 C_{p_{ST\ EV}} = 2.09 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} & t_{in\ G\ EV} = 730.80 \text{ K} \\
 C_{p_{G\ EV}} = 1.19 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} & t_{out\ G\ EV} = 620.00 \text{ K} \\
 U \cdot A_{EV} = 1112.82 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} & \dot{m}_{in\ ST\ EV} = 23.19 \text{ kg/s} \\
 t_{in\ EV} = 606.81 \text{ K} & \dot{m}_{in\ G\ EV} = 401.49 \text{ kg/s}
 \end{array}$$

Berdasarkan hasil simulasi pada perangkat Simulink MATLAB, untuk temperatur masukan *evaporator* sebesar 606.81 K maka akan didapatkan temperatur keluaran *evaporator* sebesar 609.70 K. Hasil ini cukup dekat dengan data lapangan yaitu 614.33 K dengan tingkat kesalahan sebesar 0.75%. Hasil pemodelan dan simulasi *evaporator* ini adalah valid karena memiliki tingkat kesalahan di bawah nilai yang ditetapkan yaitu 5%.

$$\begin{aligned}
 \text{Kesalahan} &= \frac{|\text{Data Lapangan} - \text{Hasil Simulasi}|}{\text{Data Lapangan}} \times 100\% \\
 &= \frac{|614.33 - 609.70|}{614.33} \times 100\% = 0.75\%
 \end{aligned}$$



Gambar 4.3 Respon temperatur pada keluaran *evaporator*

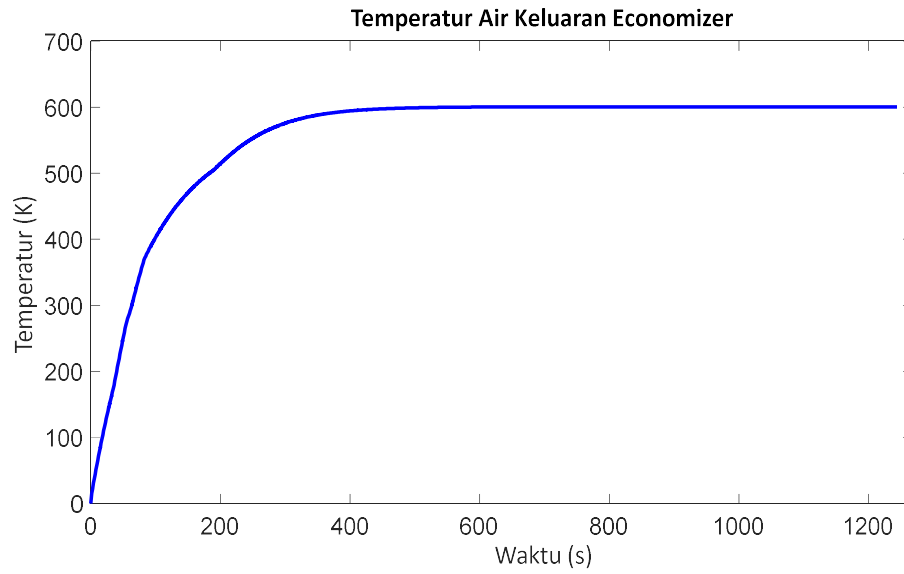
4.1.3 *Economizer*

Aliran *exhaust gas* yang melewati *economizer* merupakan *exhaust gas* yang telah memanaskan campuran air dan uap di *evaporator*. Sementara aliran air yang melalui *economizer* adalah air keluaran pompa *feedwater* yang sekaligus menjadi masukan HRSG. Sesuai dengan persamaan kesetimbangan massa, maka jumlah massa air dan gas yang mengalir memasuki dan melalui *economizer* akan sama dengan jumlah massa air dan gas yang mengalir keluar *economizer*.

Sementara itu, air keluaran *economizer* akan memiliki temperatur yang lebih tinggi dari air masukan *economizer* setelah menyerap kalor dari *exhaust gas*. Air keluaran *evaporator* ini kemudian akan mengalir menuju *steam drum* untuk mengalami pemisahan fasa antara air dan uap. Sedangkan *exhaust gas* yang telah melalui *economizer* akan memiliki temperatur yang lebih rendah dari sebelumnya. Aliran *exhaust gas* ini kemudian akan dibuang melalui *gas stack*.

Persamaan matematis yang digunakan merupakan persamaan kesetimbangan massa dan energi seperti yang telah ditampilkan pada persamaan (2.1) sampai (2.3). Adapun nilai dari besaran pada persamaan-persamaan tersebut adalah:

$C_{p_{ST\ EC}}$	= 1.88	kJ/kg . K	$t_{in\ G\ EC}$	= 621.00	K
$C_{p_{G\ EC}}$	= 1.15	kJ/kg . K	$t_{out\ G\ EC}$	= 453.00	K
$U.A_{EC}$	= 413.52	W/K	$\dot{m}_{in\ ST\ EC}$	= 23.42	kg/s
$t_{in\ EC}$	= 423.97	K	$\dot{m}_{in\ G\ EC}$	= 401.49	kg/s



Gambar 4.4 Respon temperatur pada keluaran *economizer*

Berdasarkan hasil simulasi pada perangkat Simulink MATLAB, untuk temperatur masukan *economizer* sebesar 423.97 K maka akan didapatkan temperatur keluaran *evaporator* sebesar 600.50 K. Hasil ini cukup dekat dengan data lapangan yaitu 607.00 K dengan tingkat kesalahan sebesar 1.07%. Hasil pemodelan dan simulasi *evaporator* ini adalah valid karena memiliki tingkat kesalahan di bawah nilai yang ditetapkan yaitu 5%.

$$\begin{aligned}
 \text{Kesalahan} &= \frac{|\text{Data Lapangan} - \text{Hasil Simulasi}|}{\text{Data Lapangan}} \times 100\% \\
 &= \frac{|607.00 - 600.50|}{607.00} \times 100\% = 1.07\%
 \end{aligned}$$

4.1.4 Pembahasan

Berdasarkan hasil simulasi model HRSG menggunakan perangkat MATLAB Simulink, maka didapatkan nilai *error* pada masing-masing subsistem

yang ditampilkan pada Tabel 4.1. Hasil simulasi dianggap valid ketika nilai error berada di bawah 5%.

Tabel 4.1 Nilai error temperatur pada masing-masing subsistem HRSG

Subsistem	Temperatur Aktual	Temperatur Simulasi	Error
Final Superheater	841.53 K	836.60 K	0.59%
Interstage Superheater	758.45 K	753.90 K	0.60%
Evaporator	614.33 K	609.70 K	0.75%
Economizer	607.00 K	600.50 K	1.07%

Berdasarkan tabel di atas, didapatkan bahwa nilai error rata-rata untuk keempat subsistem adalah 0,75% dengan nilai error terendah adalah pada subsistem *final superheater* dan nilai error tertinggi adalah pada subsistem *economizer*. Kecendrungan nilai error meningkat secara berurutan mulai dari *final superheater*, *interstage superheater*, *evaporator*, dan *economizer* disebabkan oleh simulasi proses yang bersifat kontinyu dimulai dari *final superheater* menuju *interstage superheater* kemudian *evaporator* dan terakhir *economizer*. Alur proses ini sesuai dengan arah aliran *exhaust gas* turbin gas. *Exhaust gas* yang telah melalui proses pertukaran kalor di *final superheater* selanjutnya akan menuju *interstage superheater* untuk melalui pertukaran kalor kembali, begitu seterusnya hingga pada subsistem *economizer*. Hal ini membuat kesalahan atau error pada *final superheater* akan terakumulasi pada subsistem-subsistem setelahnya hingga menyebabkan nilai error memiliki kecendrungan meningkat dari *final superheater* menuju *economizer*.

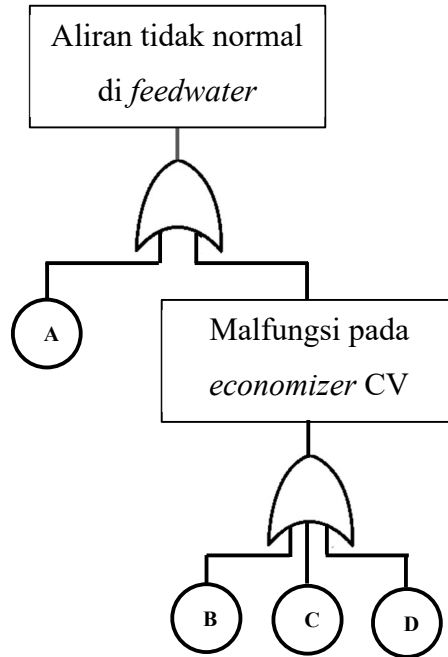
4.2 Analisis Kesalahan dan Kegagalan HRSG

4.2.1 Fault Tree Analysis (FTA)

Fault Tree Analysis (FTA) dibuat berdasarkan kegagalan yang terjadi pada besaran-besaran dalam HRSG, yaitu aliran, tekanan, temperatur, dan level. Pada penelitian ini, kejadian dasar atau *basic event* dibatasi hanya hingga kerusakan atau kegagalan sensor dan aktuator. Sementara penyebab kegagalan sensor atau aktuator tidak dibahas lebih jauh dalam FTA.

4.2.1.1 Aliran atau Flow

Permasalahan atau kejadian tidak diinginkan pada aliran atau *flow* terbagi menjadi dua, yaitu aliran terlalu kecil atau aliran terlalu besar. Sementara berdasarkan lokasi terjadinya, kegagalan aliran dapat terjadi di *feedwater* (sepanjang *downstream* pompa hingga sebelum masuk ke drum), di *desuperheater spraywater* dan *steam outlet* (aliran uap keluaran *superheater*).



Gambar 4.5 Diagram FTA untuk aliran tidak normal di *feedwater*

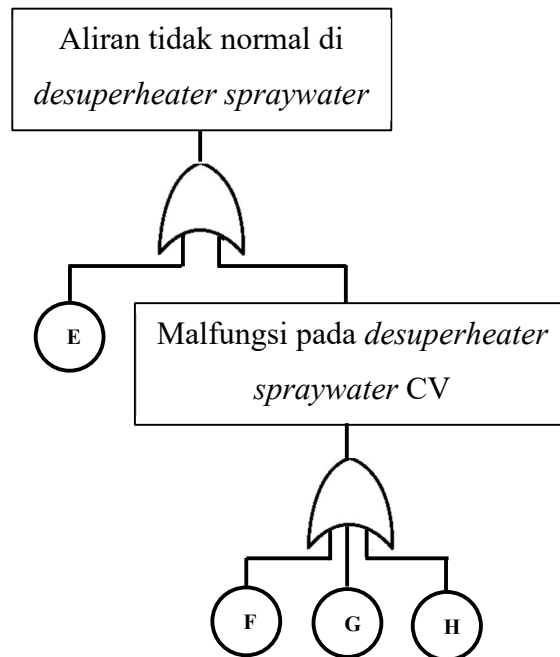
Pada gambar 4.5 ditampilkan diagram FTA untuk aliran tidak normal, baik aliran berlebih ataupun aliran yang kurang, pada *feedwater*. Pada diagram di atas ditunjukkan bahwa *top event* atau kondisi yang tidak diinginkan adalah aliran yang tidak normal pada *feedwater*, sementara *basic event* atau penyebabnya terdiri dari satu *basic event* dan satu *intermediate event*, yaitu malfungsi pada *control valve* di keluaran *economizer*. *Intermediate event* ini memiliki tiga *basic event* yang saling terhubung dengan OR Gate. Keempat *basic event* itu antara lain:

A = kegagalan atau kesalahan pada *motor operated valve* (MOV) di masukan *feedwater*

B = *complete loss* pada CV di keluaran *economizer*

C = kegagalan atau kesalahan pada flowmeter di keluaran *superheater* sehingga menyebabkan kesalahan bukaan pada *control valve* (CV) di keluaran *economizer*

D = kegagalan atau kesalahan pada flowmeter di keluaran *economizer* sehingga menyebabkan kesalahan bukaan pada CV di keluaran *economizer*



Gambar 4.6 Diagram FTA untuk aliran tidak normal di *desuperheater spraywater*

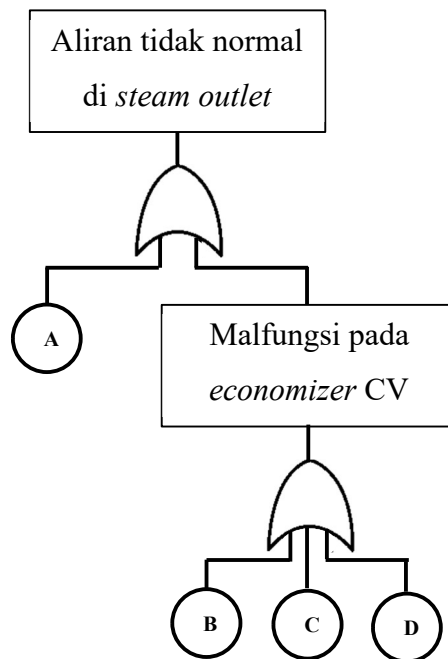
Pada gambar 4.6 ditampilkan diagram FTA untuk aliran tidak normal, baik aliran berlebih ataupun aliran yang kurang, pada *desuperheater spraywater*. Pada diagram di atas ditunjukkan bahwa *top event* atau kondisi yang tidak diinginkan adalah aliran yang tidak normal pada *desuperheater spraywater*, sementara *basic event* atau penyebabnya terdiri dari satu *basic event* dan satu *intermediate event*, yaitu malfungsi pada *control valve* di *desuperheater spraywater*. *Intermediate event* ini memiliki tiga *basic event* yang saling terhubung dengan OR Gate. Keempat *basic event* itu antara lain:

E = kegagalan atau kesalahan bukaan pada *Air Operated Valve* (AOV) pada *desuperheater spraywater*

F = *complete loss* pada CV pada *desuperheater spraywater*

G = kegagalan atau kesalahan pada *temperature transmitter* di keluaran *desuperheater* sehingga menyebabkan kesalahan bukaan pada CV *desuperheater spraywater*

H = kegagalan atau kesalahan pada *temperature transmitter* di *steam outlet* (keluaran *final superheater*) sehingga menyebabkan kesalahan bukaan pada CV *desuperheater spraywater*



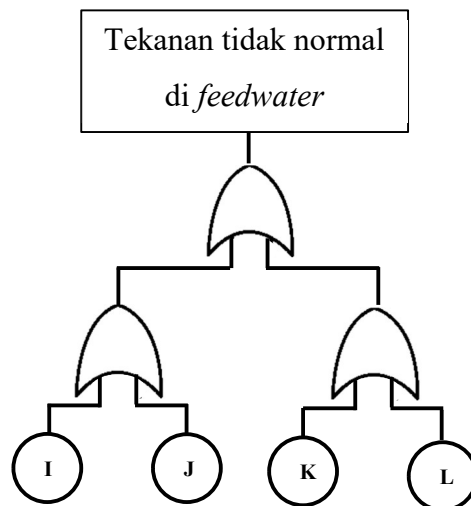
Gambar 4.7 Diagram FTA untuk aliran tidak normal di *steam outlet*

Pada gambar 4.7 ditampilkan diagram FTA untuk aliran tidak normal, baik aliran berlebih ataupun aliran yang kurang, pada *steam outlet* (uap keluaran *superheater*). Pada diagram di atas ditunjukkan bahwa *top event* atau kondisi yang tidak diinginkan adalah aliran yang tidak normal pada *steam outlet*, sementara *basic event* atau penyebabnya terdiri dari satu *basic event* dan satu *intermediate event*, yaitu malfungsi pada *control valve* di keluaran *economizer*. *Intermediate event* ini memiliki tiga *basic event* yang saling terhubung dengan OR Gate. Keempat *basic event* ini sama dengan empat *basic event* pada *feedwater* karena semua penyebab terjadinya ketidaknormalan aliran pada *feedwater* akan berimbas pada ketidaknormalan aliran pada *steam outlet*.

4.2.1.2 Tekanan

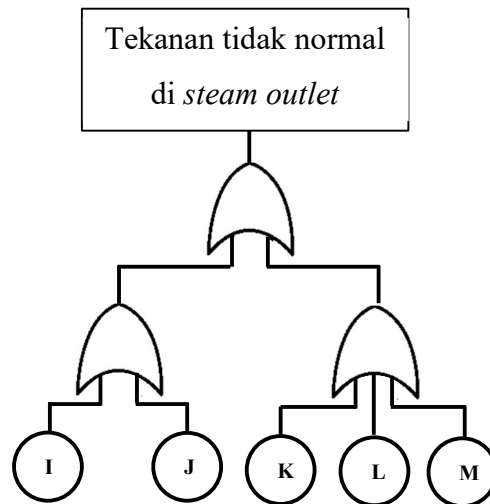
Permasalahan atau kejadian tidak diinginkan pada tekanan terbagi menjadi dua, yaitu tekanan terlalu rendah atau tekanan terlalu tinggi. Sementara berdasarkan lokasi terjadinya, kegagalan tekanan dapat terjadi di *feedwater* (sepanjang *downstream* pompa hingga sebelum masuk ke drum) dan *steam outlet* (aliran uap keluaran *superheater*).

Pada gambar 4.8 ditampilkan diagram FTA untuk tekanan tidak normal, baik tekanan terlalu tinggi ataupun tekanan yang terlalu rendah, pada *feedwater*. Pada diagram di atas ditunjukkan bahwa *top event* atau kondisi yang tidak diinginkan adalah tekanan yang tidak normal pada *feedwater*, sementara *basic event* atau penyebabnya terdiri dari empat kejadian berbeda yang saling terhubung dengan OR Gate. Keempat *basic event* itu antara lain:



Gambar 4.8 Diagram FTA untuk tekanan tidak normal di *feedwater*

- I = CV di keluaran *economizer* mengalami *fail closed* (gagal dan menutup 100%)
- J = MOV di keluaran *economizer* mengalami *fail closed* (gagal dan menutup 100%)
- K = MOV di masukan *feedwater* mengalami *fail closed* (gagal dan menutup 100%)
- L = Pompa *feedwater* mengalami kegagalan (tekanan keluaran tidak sesuai dengan kebutuhan)



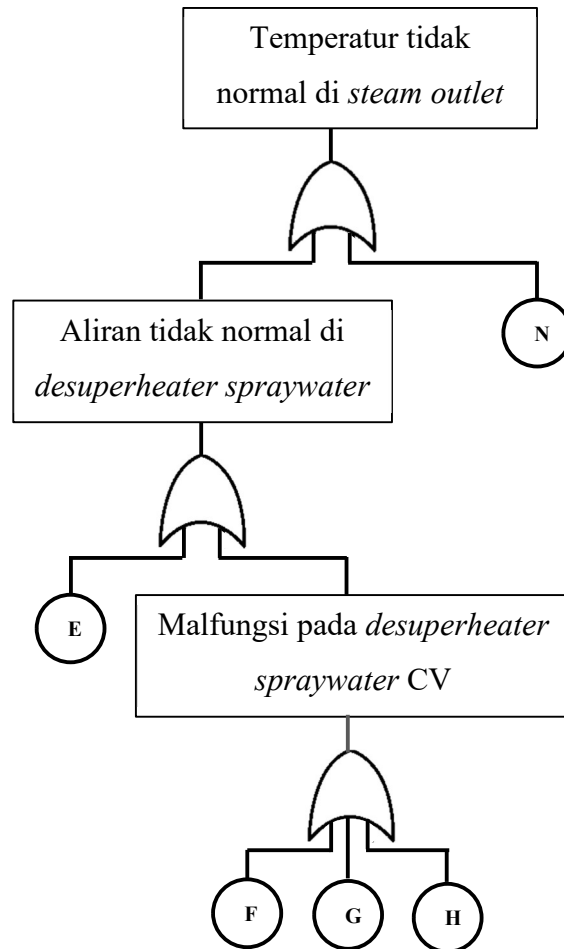
Gambar 4.9 Diagram FTA untuk tekanan tidak normal di *steam outlet*

Pada gambar 4.9 ditampilkan diagram FTA untuk tekanan tidak normal, baik tekanan terlalu tinggi ataupun tekanan yang terlalu rendah, pada *steam outlet* (uap keluaran *superheater*). Pada diagram di atas ditunjukkan bahwa *top event* atau kondisi yang tidak diinginkan adalah tekanan yang tidak normal pada *steam outlet*, sementara *basic event* atau penyebabnya terdiri dari lima kejadian berbeda yang saling terhubung dengan OR Gate.

Empat dari lima *basic event* ini sama dengan empat *basic event* pada *feedwater* karena semua penyebab terjadinya ketidaknormalan tekanan pada *feedwater* akan berimbas pada ketidaknormalan tekanan pada *steam outlet*. Sementara satu *basic event* yang berbeda dari *basic event* pada *feedwater* adalah: M = MOV di keluaran *superheater* (*steam outlet*) mengalami *fail closed* (gagal dan menutup 100%)

4.2.1.3 Temperatur

Permasalahan atau kejadian tidak diinginkan pada temperatur terbagi menjadi dua, yaitu temperatur terlalu rendah atau temperatur terlalu tinggi. Sementara berdasarkan lokasi terjadinya, kegagalan temperatur hanya diamati di *steam outlet* (aliran uap keluaran *superheater*).



Gambar 4.10 Diagram FTA untuk temperatur tidak normal di *steam outlet*

Pada gambar 4.10 ditampilkan diagram FTA untuk temperatur tidak normal, baik temperatur terlalu tinggi ataupun temperatur yang terlalu rendah, pada *steam outlet* (uap keluaran *superheater*). Pada diagram di atas ditunjukkan bahwa *top event* atau kondisi yang tidak diinginkan adalah temperatur yang tidak normal pada *steam outlet*, sementara *basic event* atau penyebabnya terdiri dari lima kejadian berbeda yang saling terhubung dengan OR Gate.

Empat dari lima *basic event* ini sama dengan dua *basic event* pada ketidaknormalan aliran pada *desuperheater spraywater*. Hal ini disebabkan karena *desuperheater spraywater* mempengaruhi temperatur akhir dari uap keluaran *superheater*. Aliran *desuperheater spraywater* yang terlalu besar akan menyebabkan pendinginan berlebih sehingga temperatur uap keluaran *superheater*

akan menjadi terlalu rendah. Sebaliknya, aliran *desuperheater spraywater* terlalu rendah akan menyebabkan temperatur uap keluaran *superheater* terlalu tinggi.

Sementara satu *basic event* yang berbeda dari *basic event* pada ketidaknormalan aliran *desuperheater spraywater* adalah:

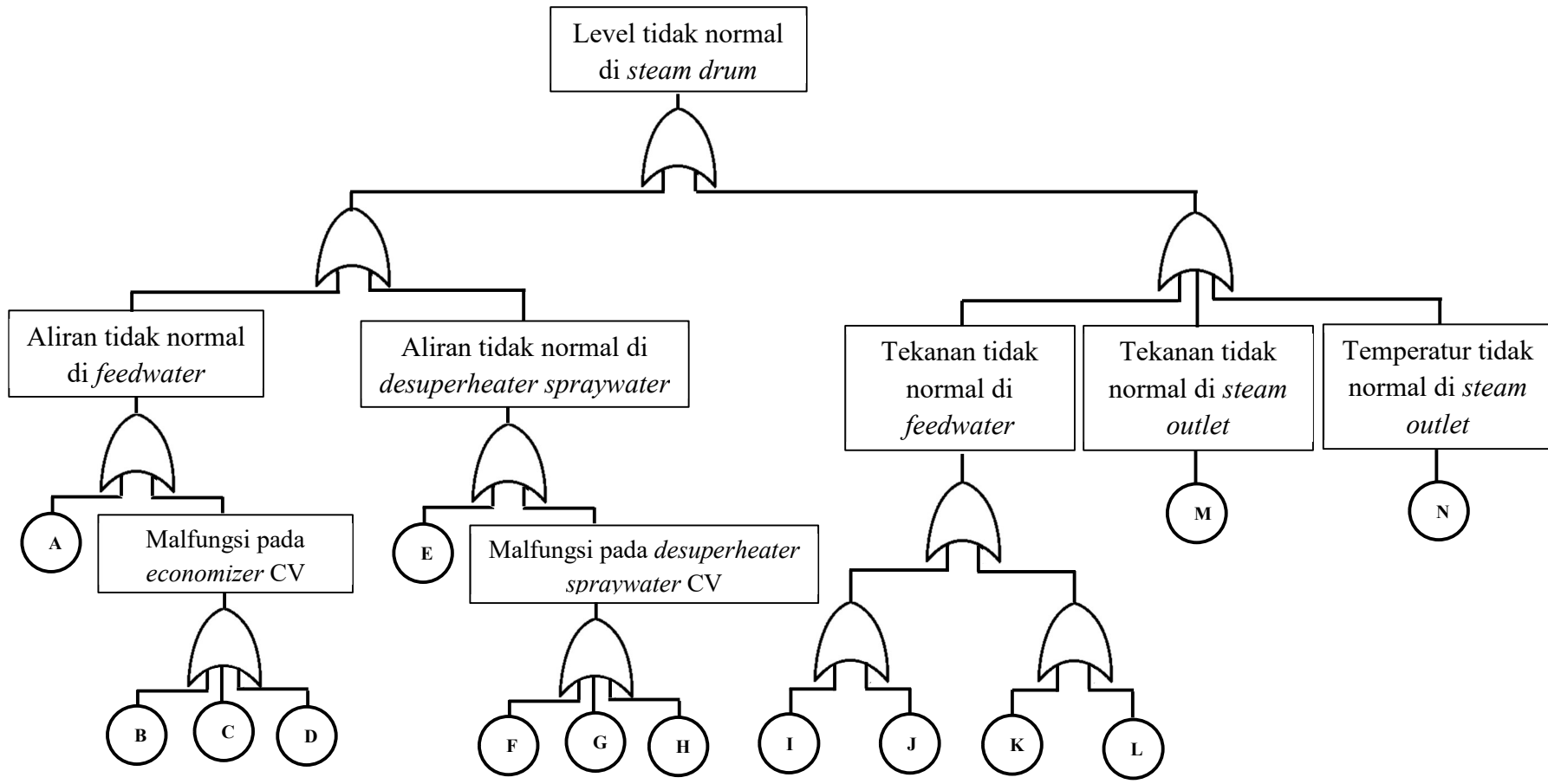
N = Ketidaknormalan temperatur *exhaust gas* dari turbin gas

4.2.1.4 Level

Permasalahan atau kejadian tidak diinginkan pada level terbagi menjadi dua, yaitu level terlalu rendah atau level terlalu tinggi. Sementara berdasarkan lokasi terjadinya, kegagalan level hanya terjadi di *steam drum*.

Kontrol level pada *steam drum* merupakan *three element control*, yaitu menggunakan *cascade feed forward control*. Adapun elemen *primary control* nya adalah pengontrol level pada drum yang perhitungannya dikompensasi oleh pengukuran tekanan pada drum. Elemen *secondary control* adalah pengontrol aliran pada *feedwater* dan *desuperheater spraywater*. Sedangkan elemen *feed forward control* adalah aliran uap pada *steam outlet* yang perhitungannya dikompensasi oleh pengukuran tekanan dan temperatur pada *steam outlet*.

Elemen-elemen pengukuran yang berperan dalam kontrol level pada *steam drum* adalah *level transmitter* dan *pressure transmitter* pada drum ; flowmeter pada *feedwater* dan *desuperheater spraywater* ; serta flowmeter, *pressure transmitter* dan *temperature transmitter* pada *steam outlet*. Sementara aktuator yang berperan dalam kontrol level pada *steam drum* adalah *feedwater control valve (CV)* yang terletak di keluaran *economizer*.



Gambar 4.11 Diagram FTA untuk level tidak normal di steam drum

Pada gambar 4.11 ditampilkan diagram FTA untuk level tidak normal, baik level terlalu tinggi ataupun level yang terlalu rendah, pada *steam drum*. Pada diagram di atas ditunjukkan bahwa *top event* atau kondisi yang tidak diinginkan adalah level yang tidak normal pada *steam drum*, sementara penyebab terjadinya kondisi tersebut adalah lima kondisi tidak normal lain, yaitu aliran tidak normal di *feedwater* dan *desuperheater spraywater*, tekanan tidak normal di *feedwater*, serta tekanan dan temperatur tidak normal di *steam outlet*. Adapun *basic event* nya adalah semua *basic event* pada kondisi-kondisi tersebut. Hal ini menunjukkan bahwa hampir semua kejadian tidak diinginkan di HRSG dapat berujung pada ketidaknormalan level pada *steam drum*.

4.2.2 Tingkat Kefatalan dari Kegagalan

Berdasarkan tingkat kefatalan dari akibat yang ditimbulkan oleh masing-masing kegagalan, maka kondisi kegagalan dapat dikategorikan menempati urutan 7 dan 8 dalam *severity rank*. Urutan 7 adalah kategori untuk kegagalan yang berdampak pada *significant disruption* atau penurunan pada fungsi utama HRSG. Kegagalan pada kategori 7 dapat ditandai dengan adanya penurunan kualitas uap yang dihasilkan HRSG, dapat berupa menurunnya *mass flow*, tekanan, maupun temperatur uap yang dihasilkan. Sementara urutan 8 adalah kategori untuk kegagalan yang berdampak pada *major disruption* yaitu kegagalan yang menyebabkan proses dapat berhenti seluruhnya (*shut down*) (Chrysler LLC, Ford Motor Company, General Motor Corporation, 2008).

Tabel 4.2 Urutan kegagalan pada HRSG berdasarkan tingkat kefatalan dampaknya

No	Kegagalan	Kategori	Dampak	Severity Rank
1	Kegagalan atau kesalahan pada CV di keluaran <i>economizer</i>	Overflow	<ul style="list-style-type: none"> • Kerusakan pada <i>superheater tube</i> • <i>Interlock</i> untuk GT <i>shut down</i> • <i>Interlock</i> untuk ST <i>shut down</i> 	8
2	kegagalan atau kesalahan pada flowmeter di keluaran <i>economizer</i>			
3	kegagalan atau kesalahan pada flowmeter di keluaran <i>superheater</i>			

No	Kegagalan	Kategori	Dampak	Severity Rank
4	<i>Complete loss</i> di CV pada keluaran <i>economizer</i> sehingga menutup seluruhnya	<i>Low/No Flow</i>	<ul style="list-style-type: none"> Kerusakan pada <i>superheater tube</i>, <i>evaporator tube</i>, dan <i>economizer tube</i> <i>Interlock</i> untuk <i>GT shut down</i> 	8
5	kegagalan atau kesalahan pada flowmeter di keluaran <i>economizer</i>			
6	kegagalan atau kesalahan pada flowmeter di keluaran <i>superheater</i>			
7	<i>Complete loss</i> pada CV di <i>desuperheater spraywater</i> sehingga menutup seluruhnya	<i>Overheat</i>	<ul style="list-style-type: none"> Kerusakan pada <i>superheater tube</i> akibat <i>overheat</i> <i>Interlock</i> untuk <i>Single Cycle Mode</i> 	8
8	Kegagalan dan kesalahan pada <i>temperature transmitter</i> di <i>steam outlet</i> (keluaran <i>final superheater</i>)			
9	Kegagalan dan kesalahan pada <i>temperature transmitter</i> di <i>desuperheater outlet</i>			
10	MOV pada <i>steam outlet</i> mengalami kesalahan atau kegagalan hingga menutup seluruhnya	<i>Over-pressure</i>	Peningkatan tekanan (<i>built-up pressure</i>) dalam HRSG	7
11	Kegagalan dan kesalahan pada CV di <i>desuperheater spraywater</i>	<i>Low Temp</i>	Kerusakan pada <i>superheater tube</i> akibat <i>thermal shock</i>	7
12	Kegagalan dan kesalahan pada AOV di <i>desuperheater spraywater</i>			

Saat terjadi ketidaknormalan pada aliran *feedwater*, yaitu aliran yang terlalu besar akibat dari bukaan *control valve* yang terlalu besar dan tidak sesuai dengan sinyal kontrol, maka aliran air yang berlebih akan mengalir ke *steam drum* dan menyebabkan kenaikan level pada *steam drum*. Kesalahan pada *control valve* dapat pula diakibatkan oleh kesalahan pada flowmeter di keluaran *economizer* dan

keluaran *superheater* yang membuat sinyal kontrol menuju *control valve* salah (lebih besar dari seharusnya).

Level pada *steam drum* yang terlalu tinggi ini membuat penguapan pada *evaporator* tidak berjalan dengan optimal. Akibatnya, sejumlah air akan mengalir bersama uap menuju *superheater tube*. Perbedaan temperatur yang cukup jauh antara *exhaust gas* yang mengalir di luar *superheater tube* dengan uap air dengan temperatur di bawah temperatur saturasi yang mengalir di dalam *superheater tube* akan mengakibatkan *thermal shock* pada *superheater tube* yang akhirnya akan menimbulkan kerusakan pada *superheater tube*. Apabila pemanasan pada *superheater* tidak berlangsung dengan optimal, maka sebagian uap tidak akan benar-benar kering dan masih mengandung kadar air di dalamnya. Kondisi ini dapat menimbulkan kerusakan pada turbin uap. Ketidaknormalan aliran ini dapat memicu *interlock* untuk menonaktifkan turbin gas dan turbin uap.

Ketidaknormalan pada aliran *feedwater* dapat terjadi ketika bukaan *control valve* terlalu kecil dan tidak sesuai dengan sinyal kontrol atau bahkan *control valve* mengalami kegagalan dan menutup seluruhnya. Kesalahan pada *control valve* dapat pula diakibatkan oleh kesalahan pada flowmeter di keluaran *economizer* dan keluaran *superheater* yang membuat sinyal kontrol menuju *control valve* salah (lebih kecil dari seharusnya).

Jika hal ini terjadi, maka aliran air yang mengalir ke *steam drum* akan kecil atau tidak ada aliran samasekali. Akibatnya lama kelamaan *steam drum* akan kehabisan air untuk diubah menjadi uap dan semakin lama uap yang mengalir ke *superheater* akan berkurang dan habis, begitu pula dengan yang akan terjadi pada *evaporator*. Jika tidak ada air atau uap yang mengalir dalam *tube* untuk dipanaskan, maka kalor yang diterima oleh *tube* dari *exhaust gas* akan menjadi terlalu besar. Hal ini dapat menyebabkan terjadinya kerusakan pada *superheater tube* yang kemudian akan diikuti oleh kerusakan pada *evaporator tube*, dan akhirnya akan menimbulkan kerusakan pada *economizer tube* akibat *overheat* atau terpapar temperatur yang terlalu besar. Ketidaknormalan ini dapat memicu *interlock* untuk menonaktifkan turbin gas.

Selain pada aliran *feedwater*, ketidaknormalan dapat pula terjadi pada aliran *desuperheater spraywater* ketika bukaan *control valve* pada *desuperheater spraywater* terlalu kecil dan tidak sesuai dengan sinyal kontrol atau bahkan *control valve* mengalami kegagalan dan menutup seluruhnya. Kondisi kekurangan aliran ini dapat pula terjadi ketika AOV pada *desuperheater spraywater* mengalami kegagalan dan menutup serta ketika terjadi kesalahan pada *temperature transmitter* di keluaran *desuperheater* yang membuat sinyal kontrol menuju *control valve* salah (lebih kecil dari seharusnya).

Aliran *desuperheater spraywater* yang terlalu kecil dapat menyebabkan uap pada *superheater* menjadi kurang terdinginkan sehingga uap yang mengalir di *superheater tube* menjadi terlalu panas. Akibatnya, *superheater tube* dapat mengalami kerusakan karena mengalami *overheat* atau temperatur yang terlalu tinggi. Kondisi ini dapat mengaktifkan *interlock* untuk beralih dari *combined cycle mode* menjadi *single cycle mode*. Saat plant berada dalam *single cycle mode*, maka gas buang dari gas turbin akan dibuang ke lingkungan tanpa masuk ke HRSG. Sehingga pembangkitan listrik hanya terjadi pada turbin gas.

Kesalahan dan kegagalan dapat pula terjadi pada MOV di *steam outlet* ketika MOV menutup seluruhnya dan menghambat aliran uap untuk keluar dari HRSG. Akibatnya akan terjadi peningkatan tekanan (*built-up pressure*) pada *steam line* HRSG. Jika dibiarkan terus menerus, maka tekanan yang terbentuk dapat melebihi kapasitas dari desain tekanan atau tekanan maksimum yang diizinkan (*design pressure / Maximum Allowable Working Pressure*) dalam HRSG. Namun demikian, sesuai dengan standar pada ASME Section I tentang Boiler, maka tiap HRSG telah dilengkapi dengan *safety valve* untuk melepaskan kelebihan tekanan ini.

Aliran *desuperheater spraywater* yang terlalu besar dapat menyebabkan uap pada *superheater* menjadi terlalu terdinginkan sehingga uap yang mengalir di *superheater tube* menjadi memiliki temperatur mendekati temperatur saturasi. Akibatnya, *superheater tube* dapat mengalami kerusakan karena mengalami *thermal shock* atau perbedaan temperatur yang terlalu tinggi antara di dalam dengan di luar *tube*.

4.3 Identifikasi Struktur Kontrol Alternatif

Berdasarkan tingkat kefatalan dari dampak yang ditimbulkan oleh kegagalan-kegagalan yang telah disebutkan dalam sub-bab 4.2, maka pada sub bab ini akan diajukan struktur-struktur kontrol proses bila terjadi kegagalan pada kejadian dengan nilai *severity rank* 8. Sesuai dengan konsep mitigasi kegagalan, maka restrukturisasi merupakan langkah mitigasi terakhir ketika terjadi kegagalan yang cukup fatal, yaitu *complete loss* pada aktuator. *Complete loss* pada aktuator didefinisikan sebagai sinyal aktuator yang hilang selama proses. Adapun posisi aktuator berada dalam posisi *fail safe* nya.

Terdapat tiga kejadian dengan nilai *severity rank* 8, yaitu *overflow* pada *economizer*, *low/no flow* pada *economizer*, dan *overheat* pada *final superheater*. Kondisi *overflow* di *economizer* tidak akan terjadi dalam situasi *complete loss* pada *economizer CV* karena *economizer CV* memiliki mekanisme *fail closed* sebagai mekanisme *fail safe* nya. Sehingga proses identifikasi struktur kontrol alternatif hanya akan dilakukan untuk kondisi *low/no flow* di *economizer (complete loss* pada *CV di keluaran economizer)* dan kondisi *overheat* pada *final superheater (complete loss* pada *CV di desuperheater spraywater)*.

4.3.1 Complete Loss pada Control Valve di Keluaran Economizer

Kondisi *fail safe* dari *control valve* di keluaran *economizer* adalah *fail closed* atau valve akan menutup seluruhnya ketika terjadi kegagalan atau kehilangan sinyal dari *air compressor*. Dampak yang ditimbulkan ketika *control valve* di keluaran *economizer* mengalami kegagalan adalah aliran air menuju *steam drum* akan terhenti seluruhnya. Hal ini dapat berdampak kerusakan pada *tube HRSG*. Skenario proses alternatif yang diusulkan sebagai langkah mitigasi adalah :

- a. Menutup *blowdown valve* pada *steam drum*
- b. Menurunkan tingkat bukaan valve pada *steam outlet* untuk mengurangi laju *steam* yang keluar HRSG
- c. Kombinasi antara solusi poin (a) dan (b)

4.3.2 **Complete Loss pada Control Valve di Desuperheater Spraywater**

Kondisi *fail safe* dari *control valve* di *desuperheater spraywater* adalah *fail closed* atau valve akan menutup seluruhnya ketika terjadi kegagalan atau kehilangan sinyal dari *air compressor*. Dampak yang ditimbulkan ketika *control valve* di *desuperheater spraywater* mengalami kegagalan adalah aliran air menuju uap keluaran *interstage desuperheater* akan terhenti seluruhnya. Hal ini dapat berdampak pada kerusakan di *final superheater tube*. Skenario proses alternatif yang diusulkan sebagai langkah mitigasi adalah :

- a. Meningkatkan tingkat bukaan valve pada keluaran *economizer* untuk meningkatkan aliran uap yang menjadi beban pendinginan sehingga temperatur uap akan turun

Mengubah nilai *high setpoint* pada temperatur *steam outlet* menjadi angka yang lebih rendah tidak direkomendasikan karena dengan mengubah nilai *setpoint* ke angka yang lebih rendah, maka akan semakin cepat pula *interlock* untuk *Single Cycle Mode* diaktifkan. Karena tidak ditemukan adanya struktur kontrol alternatif lainnya, maka kegagalan yang akan dibahas pada sub-bab selanjutnya adalah *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*.

4.4 **Penentuan Struktur Kontrol Alternatif**

Secara umum, tujuan dari sistem kontrol pada HRSG adalah untuk melakukan pengontrolan temperatur, tekanan, dan laju aliran pada keluaran HRSG (keluaran *superheater*) berdasarkan nilai *set point* yang telah ditetapkan. Sistem HRSG terdiri dari beberapa subsistem (beberapa bagian sistem) yaitu *economizer*, *evaporator*, *interstage superheater*, *desuperheater* dan *final superheater*. Sistem berjalan secara kontinyu, sehingga keluaran dari satu subsistem pada HRSG akan menjadi masukan bagi subsistem berikutnya.

Berdasarkan kondisi kegagalan dan struktur kontrol alternatif yang telah dipaparkan pada sub-bab 4.3, maka pada sub-bab ini akan dilakukan penentuan struktur kontrol alternatif yang paling optimum untuk diterapkan ketika terjadi *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*.

4.4.1 Struktur Kontrol

Struktur A : Kondisi Normal atau Tanpa Kegagalan

Pada kasus normal, tidak ada kegagalan yang terjadi dan semua subsistem berjalan dengan sebagaimana mestinya. Parameter yang menjadi *local objective* adalah temperatur, tekanan, dan laju aliran pada masing-masing subsistem. Sementara parameter yang menjadi *global objective* adalah temperatur, tekanan, dan laju aliran pada keluaran *final superheater*, serta level pada *steam drum*. Walaupun parameter level berada pada subsistem *evaporator*, namun parameter tersebut merupakan parameter yang diperhatikan mewakili keseluruhan sistem. Sehingga parameter level menjadi *global objective*. *Global objective* dan *local objective* untuk masing-masing subsistem dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\gamma_g^0 = \{T_5 \quad P_5 \quad F_5 \quad H_2\}$$

$$\gamma_l^0(S_1^0 = \text{Economizer}) = \{T_1 \quad P_1 \quad F_1\}$$

$$\gamma_l^0(S_2^0 = \text{Evaporator}) = \{T_2 \quad P_2 \quad F_2\}$$

$$\gamma_l^0(S_3^0 = \text{Interstage Superheater}) = \{T_3 \quad P_3 \quad F_3\}$$

$$\gamma_l^0(S_4^0 = \text{Desuperheater}) = \{T_4 \quad P_4 \quad F_4\}$$

dengan :

T_5 = Temperatur uap keluaran *final superheater*

P_5 = Tekanan uap keluaran *final superheater*

F_5 = Laju aliran uap keluaran *final superheater*

H_2 = Level air pada *steam drum*

T_1 = Temperatur uap keluaran *economizer*

P_1 = Tekanan uap keluaran *economizer*

F_1 = Laju aliran uap keluaran *economizer*

T_2 = Temperatur uap keluaran *evaporator*

P_2 = Tekanan uap keluaran *evaporator*

F_2 = Laju aliran uap keluaran *evaporator*

T_3 = Temperatur uap keluaran *interstage superheater*

P_3 = Tekanan uap keluaran *interstage superheater*

F_3 = Laju aliran uap keluaran *interstage superheater*

T_4 = Temperatur uap keluaran *desuperheater*

P_4 = Tekanan uap keluaran *desuperheater*

F_4 = Laju aliran uap keluaran *desuperheater*

Sementara persamaan akhir untuk *global objective* temperatur keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$T_5 = T_{1_IN} + \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4 + \Delta T_5$$

$\Delta T_1 =$ Peningkatan temperatur di *economizer*

$$\begin{aligned} &= T_{EC\ OUT} - T_{EC\ IN} \\ &= \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{p\ EC} \cdot \eta \cdot (T_{fg\ IN} - T_{fg\ OUT})}{\dot{m}_w \cdot c_{p\ w}} \\ &= \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{p\ EC} \cdot \eta \cdot (T_{fg\ IN} - T_{fg\ OUT})}{F_{1_IN} \cdot c_{p\ w}} \end{aligned}$$

$\Delta T_2 =$ Peningkatan temperatur di *evaporator*

$$\begin{aligned} &= T_{EV\ OUT} - T_{EV\ IN} \\ &= \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{p\ EV} \cdot \eta \cdot (T_{fg\ IN} - T_{fg\ OUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{\dot{m}_w \cdot c_{p\ w}} \\ &= \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{p\ EV} \cdot \eta \cdot (T_{fg\ IN} - T_{fg\ OUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{0.99 \cdot F_1 \cdot c_{p\ w}} \end{aligned}$$

$\Delta T_3 =$ Peningkatan temperatur di *interstage superheater*

$$\begin{aligned} &= T_{INT\ SH\ OUT} - T_{INT\ SH\ IN} \\ &= \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{p\ INT\ SH} \cdot \eta \cdot (T_{fg\ IN} - T_{fg\ OUT})}{\dot{m}_w \cdot c_{p\ w}} \\ &= \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{p\ INT\ SH} \cdot \eta \cdot (T_{fg\ IN} - T_{fg\ OUT})}{F_2 \cdot c_{p\ w}} \end{aligned}$$

$\Delta T_4 =$ Peningkatan temperatur di *desuperheater*

$$\begin{aligned} &= T_{DSH\ OUT} - T_{DSH\ IN} \\ &= \frac{\dot{m}_{SPRAY} \cdot c_{p\ SPRAY} \cdot (T_{SPRAY\ IN} - T_{SPRAY\ OUT})}{\dot{m}_w \cdot c_{p\ w}} \\ &= \frac{\dot{m}_{SPRAY} \cdot c_{p\ SPRAY} \cdot (T_{SPRAY\ IN} - T_{SPRAY\ OUT})}{F_3 \cdot c_{p\ w}} \end{aligned}$$

$\Delta T_5 =$ Peningkatan temperatur di *final stage superheater*

$$\begin{aligned} &= T_{F\ SH\ OUT} - T_{F\ SH\ IN} \\ &= \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{p\ F\ SH} \cdot \eta \cdot (T_{fg\ IN} - T_{fg\ OUT})}{\dot{m}_w \cdot c_{p\ w}} \end{aligned}$$

$$= \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pFSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_4 \cdot c_{pw}}$$

Namun demikian, pada kasus normal, tidak ada aliran *spraywater* pada *desuperheater*. Sehingga perhitungan perubahan aliran dan temperatur subsistem-4 atau *desuperheater* dapat diabaikan. Maka akan didapatkan persamaan untuk *global objective* yakni temperatur keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$T_5 = T_{1_IN} + \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_5$$

$$T_5 = T_1 + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pEC} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_{1_IN} \cdot c_{pw}} + \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{pEV} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{0.99 \cdot F_1 \cdot c_{pw}} + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pINTSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_2 \cdot c_{pw}} + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pFSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_4 \cdot c_{pw}}$$

Persamaan untuk *global objective* tekanan keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$P_5 = P_1 - \Delta P_1 - \Delta P_2 - \Delta P_3 - \Delta P_4 - \Delta P_5$$

$$\Delta P_1 = \text{Penurunan tekanan di economizer}$$

$$\begin{aligned} &= P_{ECIN} - P_{ECOUT} \\ &= \rho f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2} \right) + \rho K \left(\frac{v^2}{2} \right) \\ &= \frac{8F_1^2}{\rho \pi^2 D^5} fL + \frac{8F_1^2}{\rho \pi^2 D^4} K \end{aligned}$$

$$\Delta P_2 = \text{Penurunan tekanan di evaporator}$$

$$\begin{aligned} &= P_{EVIN} - P_{EVOUT} \\ &= \rho f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2} \right) + \rho K \left(\frac{v^2}{2} \right) \\ &= \frac{8F_2^2}{\rho \pi^2 D^5} fL + \frac{8F_2^2}{\rho \pi^2 D^4} K \end{aligned}$$

$\Delta P_3 = \text{Penurunan tekanan di interstage superheater}$

$$\begin{aligned} &= P_{INT SH IN} - P_{INT SH OUT} \\ &= \rho f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2} \right) + \rho K \left(\frac{v^2}{2} \right) \\ &= \frac{8F_3^2}{\rho \pi^2 D^5} fL + \frac{8F_3^2}{\rho \pi^2 D^4} K \end{aligned}$$

$\Delta P_4 = \text{Penurunan tekanan di desuperheater}$

$$\begin{aligned} &= P_{DSH IN} - P_{DSH OUT} \\ &= \rho f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2} \right) \\ &= \frac{8F_4^2}{\rho \pi^2 D^5} fL \end{aligned}$$

$\Delta P_5 = \text{Penurunan tekanan di final superheater}$

$$\begin{aligned} &= P_{F SH IN} - P_{F SH OUT} \\ &= \rho f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2} \right) + \rho K \left(\frac{v^2}{2} \right) \\ &= \frac{8F_5^2}{\rho \pi^2 D^5} fL + \frac{8F_5^2}{\rho \pi^2 D^4} K \end{aligned}$$

Penurunan tekanan atau *pressure drop* pada *desuperheater* hanya terjadi akibat adanya aliran melalui pipa. Sehingga komponen lain (*tubing* dan pengaruh ketinggian) dapat diabaikan. Maka akan didapatkan persamaan untuk *global objective* yakni tekanan keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} P_5 &= P_1 - \Delta P_1 - \Delta P_2 - \Delta P_3 - \Delta P_4 - \Delta P_5 \\ P_5 &= P_1 - \left(\frac{8F_1^2}{\rho \pi^2 D^5} fL + \frac{8F_1^2}{\rho \pi^2 D^4} K \right) - \left(\frac{8F_2^2}{\rho \pi^2 D^5} fL + \frac{8F_2^2}{\rho \pi^2 D^4} K \right) \\ &\quad - \left(\frac{8F_3^2}{\rho \pi^2 D^5} fL + \frac{8F_3^2}{\rho \pi^2 D^4} K \right) - \left(\frac{8F_4^2}{\rho \pi^2 D^5} fL \right) \\ &\quad - \left(\frac{8F_5^2}{\rho \pi^2 D^5} fL + \frac{8F_5^2}{\rho \pi^2 D^4} K \right) \end{aligned}$$

Persamaan untuk *global objective* laju aliran keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$F_5 = F_1 + \Delta F_1 + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_5$$

Dengan :

$$\begin{aligned} \Delta F_1 &= \text{Perubahan laju aliran air di economizer} \\ &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_2 &= \text{Perubahan laju aliran air di evaporator} \\ &= 0.01 \times F_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_3 &= \text{Perubahan laju aliran air di interstage superheater} \\ &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_5 &= \text{Perubahan laju aliran air di final stage superheater} \\ &= 0 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan persamaan untuk *global objective* yakni laju aliran keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_5 &= F_1 + \Delta F_1 + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4 \\ &= F_1 - 0.01 F_1 \\ &= 0.99 F_1 \end{aligned}$$

Persamaan untuk *global objective* level pada *steam drum* adalah sebagai berikut :

$$H_2 = H + \Delta H$$

$$\Delta H = \frac{V_{in} - V_{out}}{A_{steam\ drum}}$$

dengan V_{in} adalah laju aliran volume (*volume flow rate*) yang memasuki *steam drum*, yaitu laju aliran air dari keluaran *economizer*. Sementara V_{out} adalah laju aliran volume yang meninggalkan *steam drum*, yaitu laju aliran air keluar menuju *blowdown tank* dan laju aliran uap menuju *superheater*. Sedangkan $A_{steam\ drum}$ adalah luas penampang *steam drum*. Dalam kondisi normal, level pada *steam drum* dijaga agar tetap berada pada *Normal Water Level* (NWL) yaitu 50%

Secara lengkap, kumpulan persamaan fungsi *global objective* sebagai fungsi dari *local objective* dapat ditulis dalam persamaan berikut :

$$\gamma_g^0 = f_0(\gamma_l^0)$$

$$T_5 = T_1 + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pEC} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_{1_IN} \cdot c_{pw}} + \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{pEV} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{0.99 \cdot F_1 \cdot c_{pw}} + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pINTSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_2 \cdot c_{pw}} + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pFSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_4 \cdot c_{pw}}$$

$$P_5 = P_1 - \left(\frac{8F_1^2}{\rho\pi^2D^5}fL + \frac{8F_1^2}{\rho\pi^2D^4}K \right) - \left(\frac{8F_2^2}{\rho\pi^2D^5}fL + \frac{8F_2^2}{\rho\pi^2D^4}K \right) - \left(\frac{8F_3^2}{\rho\pi^2D^5}fL + \frac{8F_3^2}{\rho\pi^2D^4}K \right) - \left(\frac{8F_4^2}{\rho\pi^2D^5}fL \right) - \left(\frac{8F_5^2}{\rho\pi^2D^5}fL + \frac{8F_5^2}{\rho\pi^2D^4}K \right)$$

$$F_5 = 0.99 F_1$$

Dalam kondisi tunak atau *steady state* saat *normal case* (turbin gas bekerja dalam kapasitas 100%, temperatur lingkungan 28°C, *power plant* bekerja dalam skema 2x2x1), nilai dari masing-masing *global* dan *local objective* adalah sebagai berikut :

$$\gamma_g^0 = \{T_5 \quad P_5 \quad F_5 \quad L_2\}$$

$$= \{841.53 \text{ K} \quad 144.43 \text{ barg} \quad 23.19 \text{ kg/s} \quad 878 \text{ mm}\}$$

$$\gamma_l^0(S_1^0 = \text{Economizer}) = \{T_1 \quad P_1 \quad F_1\}$$

$$= \{607 \text{ K} \quad 151.37 \text{ barg} \quad 23.42 \text{ kg/s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_2^0 = \text{Evaporator}) = \{T_2 \quad P_2 \quad F_2\}$$

$$= \{614.33 \text{ K} \quad 147.49 \text{ barg} \quad 23.19 \text{ kg/s}\}$$

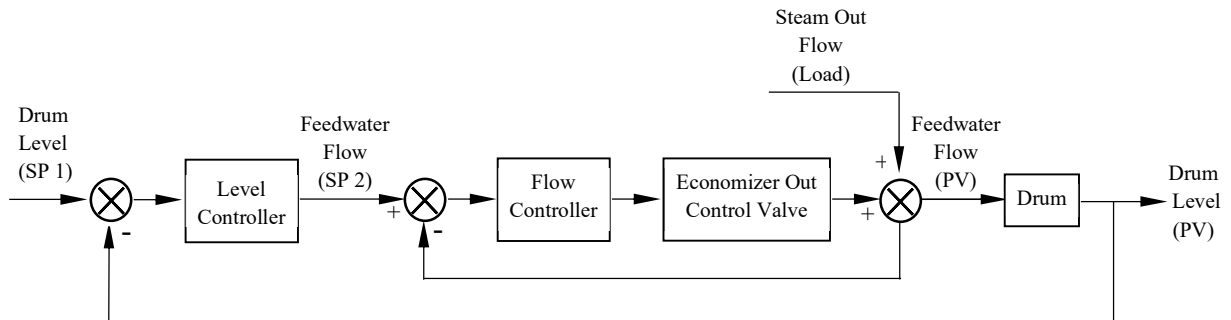
$$\gamma_l^0(S_3^0 = \text{Interstage Superheater}) = \{T_3 \quad P_3 \quad F_3\}$$

$$= \{758.45 \text{ K} \quad 146.67 \text{ barg} \quad 23.19 \text{ kg/s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_4^0 = \text{Desuperheater}) = \{T_4 \quad P_4 \quad F_4\}$$

$$= \{758.45 \text{ K} \quad 145.56 \text{ barg} \quad 0 \text{ kg/s}\}$$

Kontrol level pada *steam* drum merupakan *three element control* menggunakan *cascade feed forward control*. Elemen *primary control* nya adalah pengontrol level pada drum. Elemen *secondary control* adalah pengontrol aliran pada *feedwater*. Sedangkan elemen *feed forward control* adalah aliran uap pada *steam outlet*. Diagram blok untuk pengendalian level pada *steam* drum saat kondisi normal ditunjukkan pada Gambar 4.12.



Gambar 4.12 Blok diagram pengendalian level drum HRSG dalam kondisi normal

Struktur 0 : Kondisi Complete Loss pada Control Valve Keluaran Economizer

Sesaat setelah terjadi *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*, parameter-parameter sistem akan memiliki nilai yang sama dengan kondisi sebelum terjadi kegagalan. Begitu pula *global objective* dan *local objective* akan memiliki parameter yang sama. Namun demikian, akibat tidak adanya aliran yang masuk, maka jumlah air dan uap dalam HRSG akan habis pada suatu waktu tertentu atau temperatur uap dalam HRSG melebihi batas ketahanan material. Oleh karena itu, pada struktur-struktur ketika sistem mengalami kegagalan terdapat parameter tambahan untuk *global objective* yaitu waktu sisa HRSG dapat bertahan sebelum *shutdown*. Dalam kondisi *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*, maka subsistem *economizer* dianggap tidak menjadi bagian dari sistem lagi. *Global objective* dan *local objective* untuk masing-masing subsistem dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\gamma_g^0 = \{T_5 \quad P_5 \quad F_5 \quad H_2 \quad t_2\}$$

$$\gamma_l^0(S_2^0 = \text{Evaporator}) = \{T_2 \quad P_2 \quad F_2\}$$

$$\gamma_l^0(S_3^0 = \text{Interstage Superheater}) = \{T_3 \quad P_3 \quad F_3\}$$

$$\gamma_l^0(S_4^0 = \text{Desuperheater}) = \{T_4 \quad P_4 \quad F_4\}$$

dengan :

t_2 = Selang waktu HRSG dapat bekerja sebelum *shutdown*

Dengan hilangnya pasokan aliran dari *economizer*, maka laju aliran air/uap pada HRSG hanya bergantung pada laju keluaran dari *steam drum*. Oleh karena itu, perhitungan laju aliran akan didapatkan dari perhitungan aliran keluar dari *steam drum* yang merupakan fungsi dari laju pembentukan *steam*. Uap yang terbentuk di *evaporator* berasal dari air dalam *steam drum* yang mengalir turun menuju *tubing-tubing evaporator* melalui pipa *downcomer*. Pada perhitungan laju pembentukan *steam*, dianggap bahwa jumlah *steam* yang terbentuk sama dengan jumlah air yang mengalir dari *steam drum* menuju *evaporator*.

Pada kondisi normal, aliran yang memasuki *steam drum* berasal dari *economizer* sama besar dengan aliran uap yang keluar menuju *superheater*. Sementara pada kondisi kegagalan, tidak ada aliran yang masuk menuju *steam drum*. Dalam kondisi ini, level air pada *steam drum* akan mengalami penurunan terus menerus hingga mencapai nilai tertentu, bahkan hingga habis jika tidak ada tindak lanjut pada proses. Batas akhir level yang dikehendaki adalah 178 mm dari dasar drum, yaitu ketika mencapai nilai LLL (*Low Low Low*) Level pada drum dan akan mengaktifkan *interlock* untuk beralih ke *Simple Cycle Mode*. Setelah level air pada drum mencapai nilai LLL Level, maka HRSG tidak akan dapat dioperasikan lebih lanjut karena jumlah air menjadi terlalu sedikit sehingga dapat berpotensi merusak HRSG karena *overheat* jika terus dioperasikan. Laju penurunan level dan waktu yang tersedia mulai dari level air dalam drum berada di titik normal hingga mencapai nilai LLL Level adalah sebagai berikut :

$$V_{AKUMULASI} = V_{IN} - V_{OUT}$$

$$H_w \cdot A_{DRUM} = V_{IN} - \sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE} \cdot t$$

$$H_w \cdot A_{DRUM} = 0 - \sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE} \cdot t$$

$$\Delta H_w \cdot A_{DRUM} = 0 - \sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE} \cdot \Delta t$$

$$\frac{dH_w}{dt} = -\sqrt{2gH} \frac{A_{PIPE}}{A_{DRUM}}$$

Laju pengurangan volume air pada *steam drum* adalah sebagai berikut :

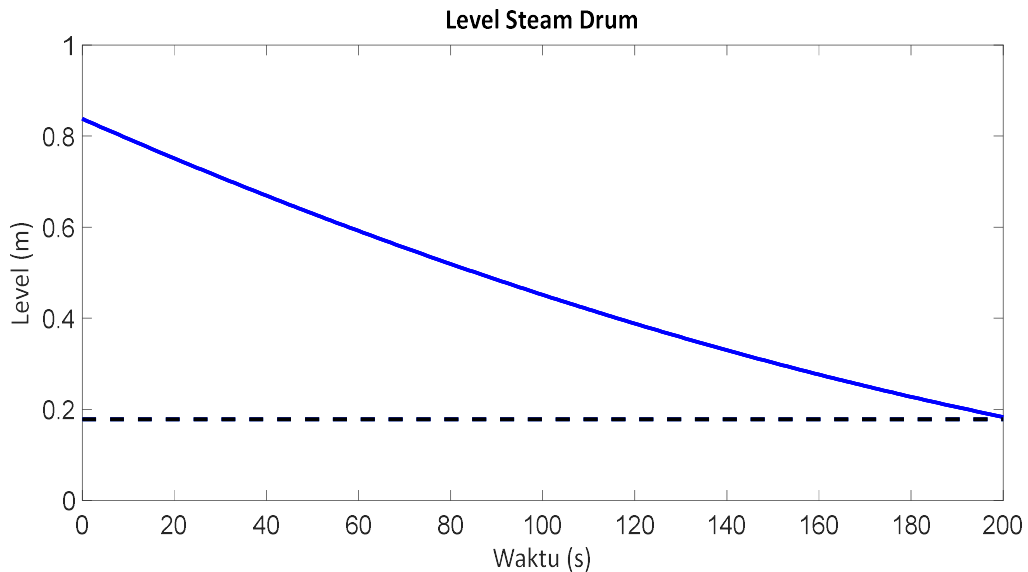
$$\frac{dV_W}{dt} = -\sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE}$$

dengan nilai dari besaran-besaran tersebut adalah sebagai berikut :

$$H_0 = 50\%H = 838 \quad \text{mm} \quad A_{DRUM} = 8.0448 \quad \text{m}^2$$

$$H_{2_FINAL} = 10\%H = 178 \quad \text{mm} \quad A_{PIPE} = 0.0088 \quad \text{m}^2$$

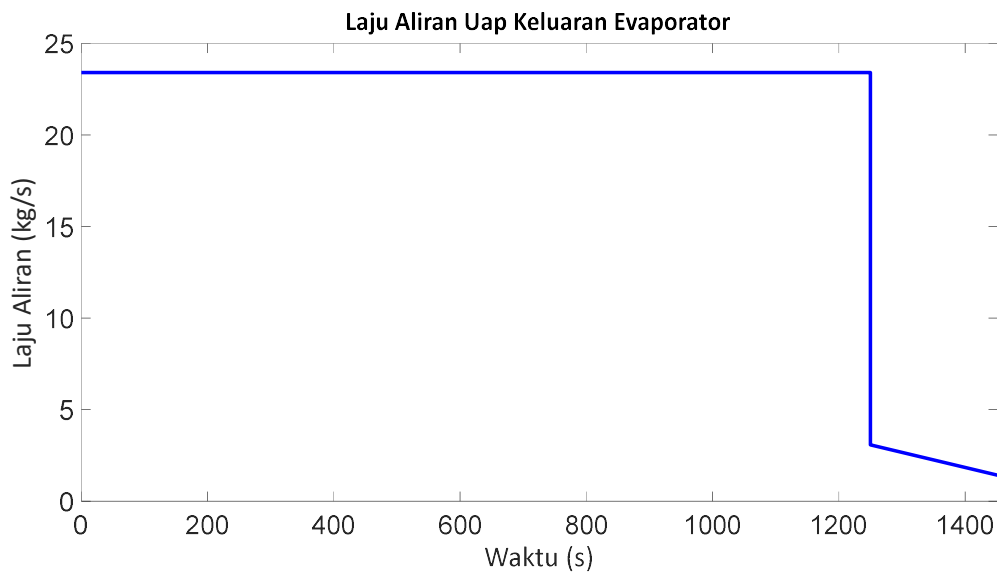
Pada awal kondisi kegagalan, air dari *steam drum* tidak hanya mengalir ke *evaporator*, tetapi juga ke *blowdown tank*. Berdasarkan hasil simulasi, didapatkan bahwa nilai level pada *steam drum* akan mencapai LLL Level (178 mm) dari kondisi semula normal level (838 mm) pada saat $t = 202$ s setelah kegagalan dimulai, sehingga semua proses pada kondisi *complete loss* tanpa restrukturisasi akan dilakukan hingga $t = 202$ s setelah kegagalan terjadi. Simulasi nilai level pada *steam drum* terhadap waktu ditampilkan pada Gambar 4.13 berikut.



Gambar 4.13 Nilai level *steam drum* terhadap waktu saat mengalami *complete loss* pada aktuator di keluaran *economizer*

Kondisi gagal disimulasikan dengan mensimulasikan kondisi normal terlebih dahulu mulai dari $t = 0$ hingga $t = 1250$ s. Simulasi kemudian dilanjutkan dengan mensimulasikan kondisi setelah kegagalan terjadi dari $t = 1250$ s hingga $t = 1452$ s, seperti ditampilkan pada Gambar 4.14. Pada kondisi awal, yaitu saat *steady*

state pada kondisi normal, nilai laju aliran uap yang keluar dari *evaporator* akan sama dengan nilai laju aliran air dari *economizer* menuju *steam drum* dikurangi dengan laju aliran air menuju *blowdown tank*, yaitu sebesar 23.19 kg/s. Ketika terjadi *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*, maka *control valve* akan menutup seketika dan laju aliran air menuju *steam drum* akan menjadi tidak ada. Dalam kondisi ini, maka laju aliran uap keluaran *evaporator* akan sama dengan laju aliran air dari *steam drum* menuju *evaporator* dikurangi dengan laju aliran air dari *steam drum* menuju *blowdown tank*, yang merupakan fungsi dari nilai *level* atau ketinggian air dalam *steam drum*. Laju aliran uap keluaran *evaporator* pun akan turun dengan drastis pada awal kondisi gagal, yakni 3.08 kg/s, kemudian akan berkurang perlahan seiring dengan berkurangnya ketinggian air dalam *steam drum*. Laju aliran uap keluar *evaporator* kemudian akan berhenti ketika ketinggian air pada *steam drum* telah mencapai batas LLL Level. Laju aliran uap keluaran *evaporator* akan mencapai nilai 1.43 kg/s ketika $t = 1452$ s.



Gambar 4.14 Laju aliran uap keluaran *evaporator* terhadap waktu saat mengalami *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*

Laju aliran uap keluaran *final superheater* dipengaruhi oleh laju aliran uap keluaran *evaporator*, *interstage superheater*, dan *desuperheater*. Nilai laju aliran uap yang keluar dari *interstage superheater* sama dengan nilai laju aliran uap keluaran *evaporator*. Sementara nilai laju aliran uap *desuperheater* mengalami perubahan akibat adanya tambahan *desuperheater spraywater*. Secara lengkap,

persamaan untuk *global objective* laju aliran keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$F_5 = F_{2_IN} + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4 + \Delta F_5$$

dengan :

$$\begin{aligned} \frac{dF_2}{dt} &= \text{Perubahan laju aliran uap keluar dari evaporator} \\ &= -\sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE} \cdot \rho \end{aligned}$$

dengan

$$A_{PIPE} = 0.0082 \text{ m}^2 \qquad \rho = 93.413 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} F_3 &= \text{Perubahan laju aliran uap di interstage superheater} \\ &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_4 &= \text{Perubahan laju aliran uap di desuperheater} \\ &= \alpha_0 \cdot F_3 \text{max} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_5 &= \text{Perubahan laju aliran uap di final stage superheater} \\ &= 0 \end{aligned}$$

Laju aliran *desuperheater spraywater* erat kaitannya dengan nilai temperatur uap keluaran *final superheater*. Jumlah air yang ditambahkan oleh *desuperheater spraywater* akan menyesuaikan nilai temperatur uap pada keluaran *final superheater* sedemikian sehingga nilai temperatur tidak melebihi 858 K agar tidak mengaktifkan HH (*High High*) *Temperature Alarm* dan mengaktifkan *interlock* untuk beralih pada *Single Cycle Mode*. Nilai temperatur keluaran masing-masing subsistem berdasarkan laju aliran *desuperheater spraywater* ditampilkan dalam Tabel 4.3 berikut :

Tabel 4.3 Data temperatur HRSG pada berbagai laju aliran *desuperheater spraywater*

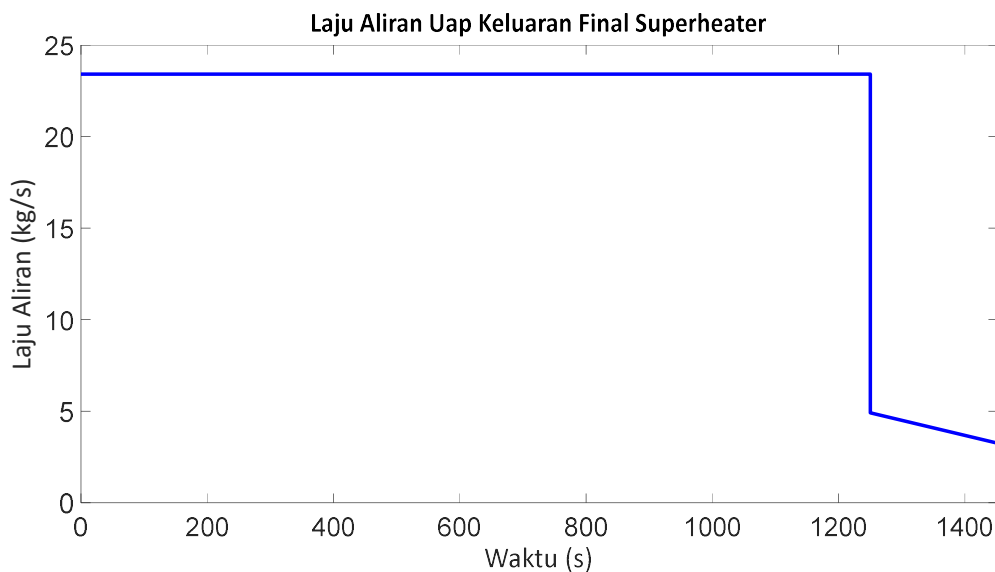
Flow DSH Spray	T in Evaporator	T Out			
		Evaporator	Int. SH	DSH	Fin. SH
0 kg/s	606.81 K	773.1 K	852.4 K	852.4 K	889.3 K
1.83 kg/s	606.81 K	760.5 K	837.9 K	714.4 K	877.8 K

Besar laju aliran *desuperheater spraywater* yang disimulasikan adalah laju aliran 0 kg/s dan 1.83 kg/s. Laju aliran 1.83 kg/s merupakan laju aliran maksimum dari *desuperheater spraywater* dalam kondisi normal tanpa kegagalan. Berdasarkan hasil simulasi yang ditampilkan pada tabel di atas, didapatkan bahwa untuk semua nilai aliran *desuperheater spraywater*, nilai temperatur keluaran *final superheater* akan melampaui *set point High* dan *High High Alarm*. Namun demikian, untuk memaksimalkan pendinginan uap keluaran *final superheater*, maka laju aliran yang dipilih adalah 1.83 kg/s. Aliran air pada *desuperheater spraywater* tersebut akan mengalir setelah sistem mengalami kegagalan.

Setelah menentukan nilai laju aliran air pada *desupeheater spraywater* maka akan didapatkan persamaan untuk *global objective* yakni laju aliran keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$F_5 = F_{2_IN} + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4 + \Delta F_5$$

$$= \sqrt{2gH_2} \cdot A_{PIPE} \cdot \rho + \alpha_0 \cdot F_3max$$



Gambar 4.15 Laju aliran uap keluaran *final superheater* terhadap waktu

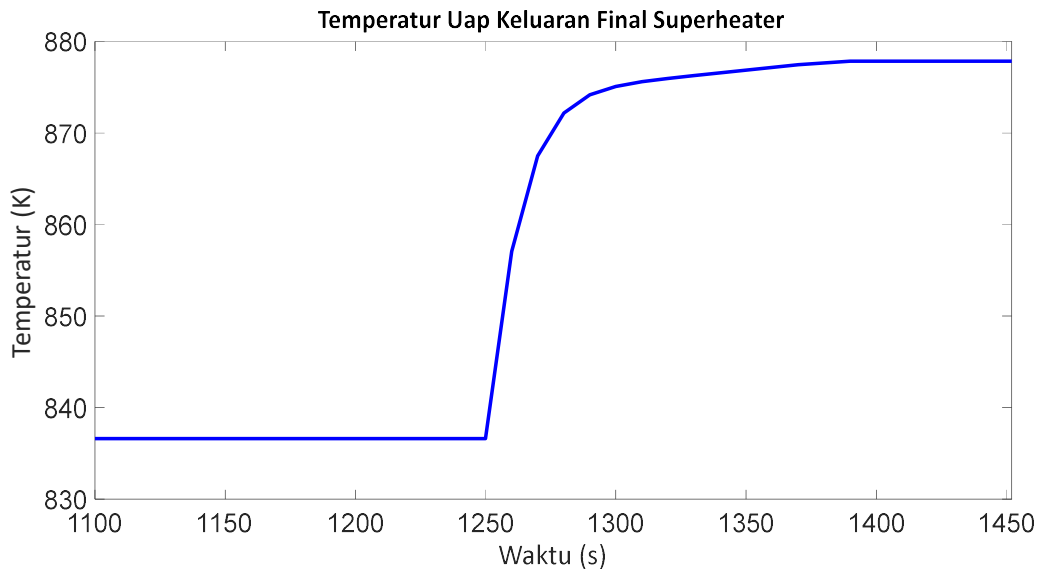
Gambar 4.15 menunjukkan simulasi laju aliran uap keluaran *final superheater* dimulai dari kondisi normal, yaitu ketika $t = 0$ sampai dengan $t = 1250$ s, kemudian dilanjutkan ketika sistem mengalami kegagalan hingga berhenti di $t = 1452$ s. Pada kondisi normal, nilai laju aliran uap keluaran *final superheater* sama dengan nilai laju aliran uap keluaran *evaporator*, yaitu 23.19 kg/s. Ketika terjadi

kegagalan, maka sama seperti laju aliran uap *evaporator*, nilai laju aliran uap keluaran *final superheater* akan mengalami penurunan yang drastis. Namun demikian, laju aliran uap akan mengalami penambahan yang berasal dari *desuperheater spraywater*. Sehingga total laju aliran uap keluaran *final superheater* ketika kegagalan terjadi adalah 4.90 kg/s. Sementara laju aliran uap keluaran *final superheater* tepat ketika sistem akan *shutdown* atau ketika $t = 1452$ s adalah 3.25 kg/s.

Persamaan akhir untuk *global objective* temperatur keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$T_5 = T_{2_IN} + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_5$$

$$T_5 = T_{2_IN} + \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{pEV} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{F_{2_IN} \cdot c_{pw}} + \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{pINTSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{F_2 \cdot c_{pw}} + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pDSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_3 \cdot c_{pw}} + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pFSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_4 \cdot c_{pw}}$$



Gambar 4.16 Nilai temperatur uap keluaran *final superheater* saat mengalami *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*

Temperatur uap keluaran *final superheater* saat *steady state* dalam kondisi normal adalah 836.6 K. Ketika sistem kemudian mengalami kegagalan, maka jumlah uap dipanaskan oleh *exhaust gas* menjadi berkurang jumlahnya. Akibatnya, temperatur uap keluaran *final superheater* akan meningkat. Namun demikian, peningkatan temperatur uap keluaran *final superheater* tersebut akan diimbangi oleh pendinginan uap dengan aliran air dari *desuperheater spraywater*. Temperatur uap keluaran *final superheater* akan mencapai nilai 877.8 K ketika $t = 1452$ s, seperti ditunjukkan pada Gambar 4.16.

Persamaan untuk *global objective* tekanan keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$P_5 = P_2 - \Delta P_2 - \Delta P_3 - \Delta P_4 - \Delta P_5$$

$$P_5 = P_2 - \left(\frac{8F_2^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_2^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right) - \left(\frac{8F_3^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_3^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right) - \left(\frac{8F_4^2}{\rho\pi^2 D^5} fL \right) - \left(\frac{8F_5^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_5^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right)$$

Dalam kondisi *complete loss* pada *control valve* keluaran *economizer* sebelum dilakukan restrukturisasi, nilai dari masing-masing *global* dan *local objective* adalah sebagai berikut :

$$\gamma_g^0 = \{T_5 \quad P_5 \quad F_5 \quad H_2 \quad t_2\}$$

$$= \{877.8 \text{ K} \quad 147.4884 \text{ barg} \quad 3.25 \text{ kg/s} \quad 178 \text{ mm} \quad 201 \text{ s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_2^0 = \text{Evaporator}) = \{T_2 \quad P_2 \quad F_2\}$$

$$= \{760.5 \text{ K} \quad 147.4900 \text{ barg} \quad 1.43 \text{ kg/s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_3^0 = \text{Interstage Superheater}) = \{T_3 \quad P_3 \quad F_3\}$$

$$= \{837.9 \text{ K} \quad 147.4899 \text{ barg} \quad 1.43 \text{ kg/s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_4^0 = \text{Desuperheater}) = \{T_4 \quad P_4 \quad F_4\}$$

$$= \{714.4 \text{ K} \quad 147.4895 \text{ barg} \quad 3.25 \text{ kg/s}\}$$

Struktur 1 : Blowdown Valve Ditutup

Terdapat tiga struktur kontrol alternatif untuk skenario *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*, yaitu : penutupan *blowdown valve* pada *evaporator (steam drum)*, penutupan sebagian pada *control valve* di keluaran

superheater, serta kombinasi dari struktur pertama dan kedua. Tujuan yang ingin dicapai melalui restrukturisasi menggunakan struktur pertama, kedua, dan ketiga adalah untuk memperoleh waktu tambahan yang diperlukan untuk dapat mengidentifikasi dan memperbaiki *major fault* berupa *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer* sebelum sistem HRSG *shutdown* pada nilai *set point* tertentu. Perlakuan yang diterapkan pada sistem dengan restrukturisasi antara lain adalah penurunan kalor dari *exhaust gas* turbin gas yang digunakan untuk memanaskan air dan uap HRSG. Perlakuan lainnya adalah dengan meningkatkan laju aliran *desuperheater spraywater* hingga dua kali nilai maksimumnya.

Struktur pertama menutup *blowdown valve* pada *evaporator (steam drum)* pada saat aliran dari *economizer* terhenti total. Tujuan penutupan *blowdown valve* adalah untuk mempertahankan level pada *steam drum* sehingga level pada *steam drum* tidak menurun dengan laju yang terlalu cepat ketika tidak ada aliran masukan. Parameter yang menjadi *local objective* adalah temperatur, tekanan, dan laju aliran pada masing-masing subsistem. Sementara parameter yang menjadi *global objective* adalah temperatur, tekanan, dan laju aliran pada keluaran *final superheater*, level pada *steam drum*, serta waktu yang tersedia sebelum HRSG *shutdown*. *Global objective* dan *local objective* untuk masing-masing subsistem dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\gamma_g^0 = \{T_5 \quad P_5 \quad F_5 \quad H_2 \quad t_2\}$$

$$\gamma_l^0(S_2^0 = \text{Evaporator}) = \{T_2 \quad P_2 \quad F_2\}$$

$$\gamma_l^0(S_3^0 = \text{Interstage Superheater}) = \{T_3 \quad P_3 \quad F_3\}$$

$$\gamma_l^0(S_4^0 = \text{Desuperheater}) = \{T_4 \quad P_4 \quad F_4\}$$

Pada struktur pertama, *blowdown valve* ditutup sehingga seluruh air yang berada dalam *steam drum* akan mengalir menuju *evaporator*. Dengan berkurangnya aliran air ke luar sistem (menuju *blowdown*), maka nilai penurunan level pada *steam drum* akan berlangsung lebih lambat daripada ketika ada aliran air menuju *blowdown*. Batas akhir level yang dikehendaki adalah 178 mm dari dasar drum, yaitu ketika mencapai nilai LLL (*Low Low Low*) Level pada drum. Laju penurunan level dan waktu yang tersedia mulai dari level air dalam drum berada di titik normal hingga mencapai nilai LLL Level adalah sebagai berikut :

$$\frac{dH_w}{dt} = -\sqrt{2gH} \frac{A_{PIPE}}{A_{DRUM}}$$

Laju pengurangan volume air pada *steam drum* adalah sebagai berikut :

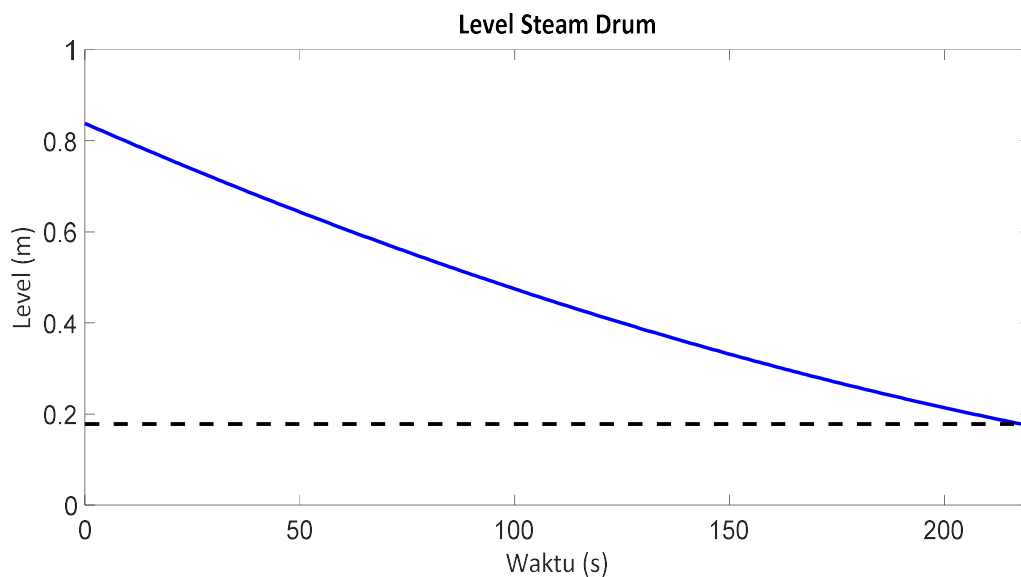
$$\frac{dV_w}{dt} = -\sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE}$$

dengan nilai dari besaran-besaran tersebut adalah sebagai berikut :

$$H_0 = 50\%H = 838 \quad \text{mm} \quad A_{DRUM} = 8.0448 \quad \text{m}^2$$

$$H_{2_FINAL} = 10\%H = 178 \quad \text{mm} \quad A_{PIPE} = 0.0082 \quad \text{m}^2$$

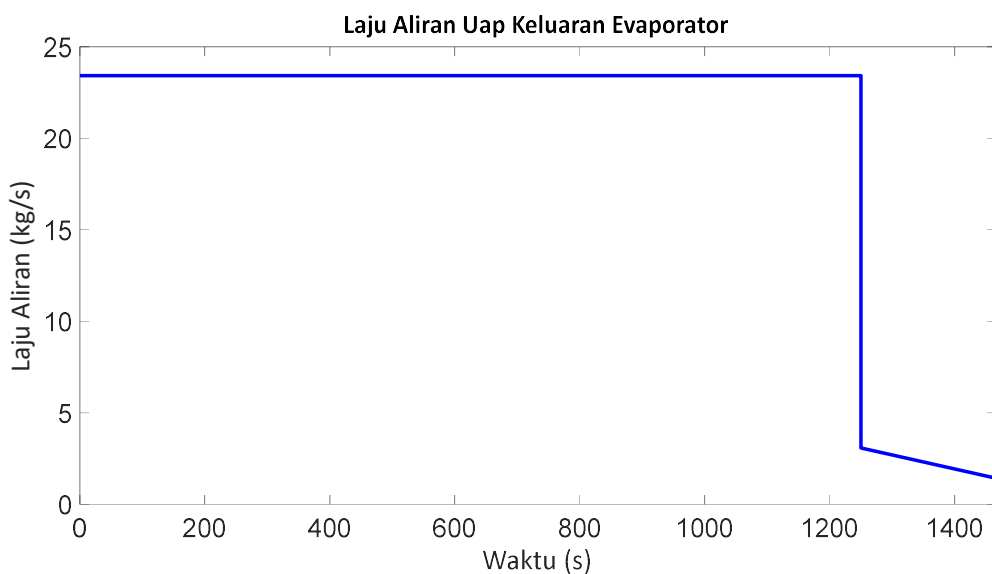
Berdasarkan hasil perhitungan dan simulasi, didapatkan bahwa nilai level pada *steam drum* akan mencapai LLL Level (178 mm) dari kondisi semula normal level (838 mm) pada saat $t = 217$ s setelah kegagalan terjadi, sehingga semua proses pada struktur pertama akan disimulasikan hingga $t = 217$ s setelah kegagalan terjadi. Simulasi nilai level pada *steam drum* terhadap waktu ditampilkan pada Gambar 4.17 berikut.



Gambar 4.17 Nilai level *steam drum* terhadap waktu pada struktur pertama

Kondisi gagal disimulasikan dengan mensimulasikan kondisi normal terlebih dahulu mulai dari $t = 0$ hingga $t = 1250$ s. Simulasi kemudian dilanjutkan dengan mensimulasikan kondisi setelah kegagalan terjadi dari $t = 1250$ s hingga $t = 1467$ s, seperti ditampilkan pada Gambar 4.18. Pada kondisi awal, yaitu saat *steady state* pada kondisi normal, nilai laju aliran uap yang keluar dari *evaporator* akan sama dengan nilai laju aliran air dari *economizer* menuju *steam drum* dikurangi

dengan laju aliran air menuju *blowdown* tank, yaitu sebesar 23.19 kg/s. Ketika terjadi *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*, maka *control valve* akan menutup seketika dan laju aliran air menuju *steam drum* akan menjadi tidak ada. Namun demikian, pada struktur pertama *blowdown valve* akan menutup sehingga laju aliran uap keluaran *evaporator* akan sama dengan laju aliran air dari *steam drum* menuju *evaporator* yang merupakan fungsi dari nilai *level* atau ketinggian air dalam *steam drum*. Laju aliran uap keluaran *evaporator* pun akan turun dengan drastis pada awal kondisi gagal, yakni 3.08 kg/s, kemudian akan berkurang perlahan seiring dengan berkurangnya ketinggian air dalam *steam drum*. Laju aliran uap keluar *evaporator* kemudian akan berhenti ketika ketinggian air pada *steam drum* telah mencapai batas LLL Level. Laju aliran uap keluaran *evaporator* akan mencapai nilai 1.43 kg/s ketika $t = 1467$ s.



Gambar 4.18 Nilai laju aliran uap keluaran *evaporator* terhadap waktu pada struktur pertama

Laju aliran uap keluaran *final superheater* dipengaruhi oleh laju aliran uap keluaran *evaporator*, *interstage superheater*, dan *desuperheater*. Nilai laju aliran uap yang keluar dari *interstage superheater* sama dengan nilai laju aliran uap keluaran *evaporator*. Sementara nilai laju aliran uap *desuperheater* mengalami perubahan akibat adanya tambahan *desuperheater spraywater*. Secara lengkap, persamaan untuk *global objective* laju aliran keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$F_5 = F_{2_IN} + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4 + \Delta F_5$$

dengan :

$$\frac{dF_2}{dt} = \text{Perubahan laju aliran uap di evaporator} = -\sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE} \cdot \rho$$

dengan :

$$A_{PIPE} = 0.0082 \text{ m}^2 \qquad \rho = 93.413 \text{ kg/m}$$

$$\Delta F_3 = \text{Perubahan laju aliran uap di interstage superheater} \\ = 0$$

$$\Delta F_4 = \text{Perubahan laju aliran uap di desuperheater} \\ = \alpha_1 \cdot F_3 \text{max}$$

$$\Delta F_5 = \text{Perubahan laju aliran uap di final stage superheater} \\ = 0$$

Seperti pada kondisi *complete loss* tanpa restrukturisasi, pada struktur pertama ini aliran desuperheater spraywater pun diaktifkan untuk menurunkan temperatur uap keluaran final superheater. Namun demikian, berbeda dengan kondisi tanpa restrukturisasi, pada struktur pertama ini laju aliran *desuperheater spraywater* akan diperbesar hingga dua kali semula untuk meningkatkan pendinginan uap keluaran *final superheater* hingga temperaturnya tidak melampaui *setpoint* untuk *High* ataupun *High High Temperature Alarm* yaitu 848 K dan 858 K. Untuk mengetahui perbandingan temperatur dalam sistem HRSG pada berbagai kombinasi nilai laju aliran *desuperheater spraywater*, maka akan disimulasikan proses dalam HRSG untuk laju aliran 0 kg/s, 1.83 kg/s, dan 3.66 kg/s. Nilai temperatur keluaran masing-masing subsistem berdasarkan laju aliran *desuperheater spraywater* ditampilkan dalam Tabel 4.4 berikut :

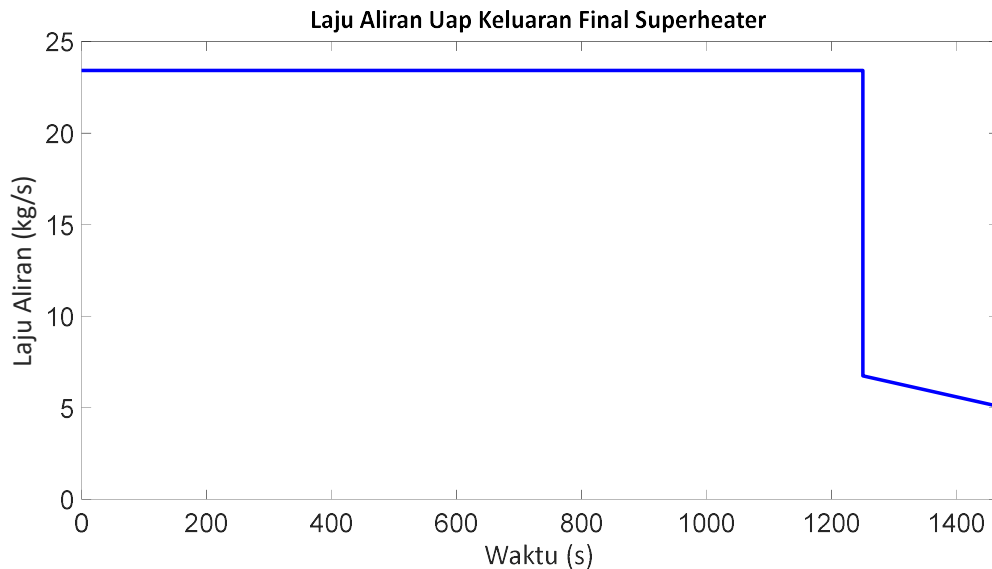
Tabel 4.4 Data temperatur HRSG pada berbagai laju aliran *desuperheater spraywater* pada struktur pertama

Flow DSH Spray	T in Evaporator	T Out			
		Evaporator	Int. SH	DSH	Fin. SH
0 kg/s	606.81 K	645.0 K	787.9 K	787.9 K	883.3 K
1.83 kg/s	606.81 K	649.9 K	788.1 K	700.8 K	874.8 K
3.66 kg/s	606.81 K	636.5 K	770.5 K	669.3 K	869.0 K

Sehingga didapatkan persamaan untuk *global objective* yakni laju aliran keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$F_5 = F_{2_IN} + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4 + \Delta F_5$$

$$= \sqrt{2gH_2} \cdot A_{PIPE} \cdot \rho + \alpha_1 \cdot F_3max$$



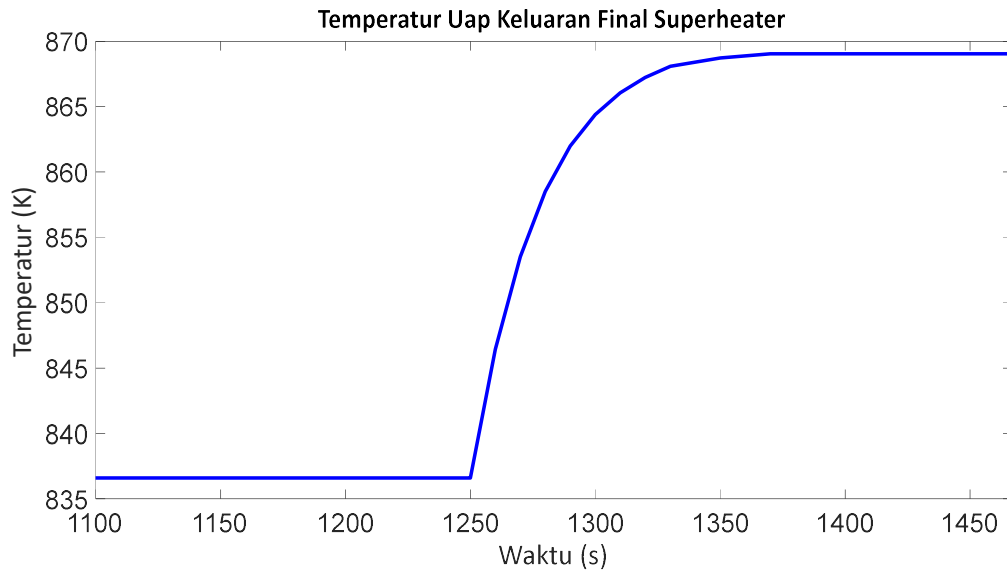
Gambar 4.19 Laju aliran uap keluaran *final superheater* terhadap waktu pada struktur pertama

Gambar 4.19 menunjukkan simulasi laju aliran uap keluaran *final superheater* dimulai dari kondisi normal, yaitu ketika $t = 0$ sampai dengan $t = 1250$ s, kemudian dilanjutkan ketika sistem mengalami kegagalan hingga berhenti di $t = 1467$ s. Pada kondisi normal, nilai laju aliran uap keluaran *final superheater* sama dengan nilai laju aliran uap keluaran *evaporator*, yaitu 23.19 kg/s. Ketika terjadi kegagalan, maka sama seperti laju aliran uap *evaporator*, nilai laju aliran uap keluaran *final superheater* akan mengalami penurunan yang drastis. Namun demikian, laju aliran uap akan mengalami penambahan yang berasal dari *desuperheater spraywater*. Sehingga total laju aliran uap keluaran *final superheater* ketika kegagalan terjadi adalah 6.74 kg/s. Sementara laju aliran uap keluaran *final superheater* tepat ketika sistem akan *shutdown* atau ketika $t = 1467$ s adalah 5.10 kg/s.

Sementara persamaan akhir untuk *global objective* temperatur keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$T_5 = T_{2_IN} + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_5$$

$$T_5 = T_{2_IN} + \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{pEV} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{F_{2_IN} \cdot c_{pw}} + \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{pINTSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{F_2 \cdot c_{pw}} + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pDSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_3 \cdot c_{pw}} + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pFSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_4 \cdot c_{pw}}$$



Gambar 4.20 Temperatur keluaran *final superheater* pada struktur pertama

Temperatur uap keluaran *final superheater* saat *steady state* dalam kondisi normal adalah 836.6 K. Ketika sistem kemudian mengalami kegagalan, maka jumlah uap dipanaskan oleh *exhaust gas* menjadi berkurang jumlahnya. Akibatnya, temperatur uap keluaran *final superheater* akan meningkat. Namun demikian, peningkatan temperatur uap keluaran *final superheater* tersebut akan diimbangi oleh pendinginan uap dengan aliran air dari *desuperheater spraywater*. Temperatur uap keluaran *final superheater* akan mencapai nilai 869.0 K ketika $t = 1467$ s, seperti ditunjukkan pada Gambar 4.20.

Persamaan untuk *global objective* tekanan keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$P_5 = P_2 - \Delta P_2 - \Delta P_3 - \Delta P_4 - \Delta P_5$$

$$P_5 = P_2 - \left(\frac{8F_2^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_2^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right) - \left(\frac{8F_3^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_3^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right) - \left(\frac{8F_4^2}{\rho\pi^2 D^5} fL \right) - \left(\frac{8F_5^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_5^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right)$$

Dalam kondisi *complete loss* pada *control valve* keluaran *economizer* ketika *blowdown valve* ditutup, nilai dari masing-masing *global* dan *local objective* adalah sebagai berikut :

$$\gamma_g^0 = \{T_5 \quad P_5 \quad F_5 \quad H_2 \quad t_2\}$$

$$= \{869.0 \text{ K} \quad 147.4883 \text{ barg} \quad 5.10 \text{ kg/s} \quad 178 \text{ mm} \quad 217 \text{ s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_2^0 = \text{Evaporator}) = \{T_2 \quad P_2 \quad F_2\}$$

$$= \{636.5 \text{ K} \quad 147.4900 \text{ barg} \quad 1.43 \text{ kg/s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_3^0 = \text{Interstage Superheater}) = \{T_3 \quad P_3 \quad F_3\}$$

$$= \{770.5 \text{ K} \quad 147.4899 \text{ barg} \quad 1.43 \text{ kg/s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_4^0 = \text{Desuperheater}) = \{T_4 \quad P_4 \quad F_4\}$$

$$= \{669.3 \text{ K} \quad 147.4894 \text{ barg} \quad 5.10 \text{ kg/s}\}$$

Struktur 2 : Valve pada Steam Outlet Ditutup Sebagian

Struktur kedua mengurangi bukaan *control valve* di keluaran *superheater* saat aliran dari *economizer* terhenti total. Tujuan penutupan *superheater control valve* adalah untuk mempertahankan jumlah uap dalam HRSG sehingga jumlah uap yang terdapat dalam HRSG tidak berkurang dengan laju yang terlalu cepat ketika tidak ada aliran masukan. Diharapkan laju pengurangan uap dalam HRSG berlangsung lambat, sistem HRSG dapat beroperasi selama mungkin sebelum *shutdown*. Parameter yang menjadi *local objective* adalah temperatur, tekanan, dan laju aliran pada masing-masing subsistem. Sementara parameter yang menjadi *global objective* adalah temperatur, tekanan, dan laju aliran pada keluaran *final superheater*, level pada *steam drum*, serta waktu yang tersedia sebelum HRSG *shutdown*. *Global objective* dan *local objective* untuk masing-masing subsistem dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\gamma_g^0 = \{T_5 \quad P_5 \quad F_5 \quad H_2 \quad t_2\}$$

$$\gamma_l^0(S_2^0 = \text{Evaporator}) = \{T_2 \quad P_2 \quad F_2\}$$

$$\gamma_l^0(S_3^0 = \text{Interstage Superheater}) = \{T_3 \quad P_3 \quad F_3\}$$

$$\gamma_l^0(S_4^0 = \text{Desuperheater}) = \{T_4 \quad P_4 \quad F_4\}$$

Pada struktur kedua, *control valve* di *steam outlet* (keluaran *final superheater*) ditutup sebagian sehingga jumlah uap yang berada di dalam HRSG diharapkan dapat bertahan selama mungkin. Namun demikian, *blowdown valve* pada *steam drum* tetap dalam kondisi terbuka sehingga tetap ada aliran air dari *steam drum* yang mengalir ke *blowdown tank*. Batas akhir level yang dikehendaki adalah 178 mm dari dasar drum, yaitu ketika mencapai nilai LLL (*Low Low Low*) Level pada drum. Laju penurunan level dan waktu yang tersedia mulai dari level air dalam drum berada di titik normal hingga mencapai nilai LLL Level adalah sebagai berikut :

$$\frac{dH_w}{dt} = -\sqrt{2gH} \frac{A_{PIPE}}{A_{DRUM}}$$

Laju pengurangan volume air pada *steam drum* adalah sebagai berikut :

$$\frac{dV_w}{dt} = -\sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE}$$

dengan nilai dari besaran-besaran tersebut adalah sebagai berikut :

$$H_0 = 50\%H = 838 \quad \text{mm} \quad A_{DRUM} = 8.0448 \quad \text{m}^2$$

$$H_{2_FINAL} = 10\%H = 178 \quad \text{mm} \quad A_{PIPE} = \beta_2 \cdot 0.0088 \quad \text{m}^2$$

Berdasarkan hasil perhitungan dan simulasi, didapatkan bahwa waktu yang diperlukan untuk mencapai LLL Level dari normal level akan berbeda-beda tergantung pada persentase bukaan *valve* di *steam outlet* (β_2). Nilai persentase bukaan *valve* (β_2) dan waktu untuk mencapai LLL Level terhitung sejak kegagalan terjadi ditampilkan dalam Tabel 4.5 berikut :

Tabel 4.5 Persentase bukaan valve dan waktu menuju LLL level pada struktur kedua

Persentase Bukaan Valve (β_2)	Waktu menuju LLL Level (s)
90%	225
80%	253
70%	289
60%	337
50%	405
40%	507
30%	676
20%	1014
10%	2029

Persamaan untuk *global objective* laju aliran keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$F_5 = F_{2_IN} + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4 + \Delta F_5$$

dengan :

$$\begin{aligned} \frac{dF_2}{dt} &= \text{Perubahan laju aliran uap di evaporator} \\ &= -\sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE} \cdot \rho \end{aligned}$$

dengan

$$A_{PIPE} = 0.0082 \text{ m}^2 \qquad \rho = 93.413 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} \Delta F_3 &= \text{Perubahan laju aliran air di interstage superheater} \\ &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_4 &= \text{Perubahan laju aliran air di desuperheater} \\ &= \alpha_2 \cdot F_3 \text{max} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_5 &= \text{Perubahan laju aliran air di final stage superheater} \\ &= \beta_2 \cdot F_4 \text{max} \end{aligned}$$

Seperti pada kondisi *complete loss* tanpa restrukturisasi dan pada struktur pertama, pada struktur kedua ini aliran desuperheater *spraywater* pun diaktifkan untuk menurunkan temperatur uap keluaran *final superheater*. Namun demikian,

pada struktur kedua ini temperatur uap keluaran *final superheater* tidak hanya ditentukan oleh jumlah aliran *desuperheater spraywater*, tetapi juga oleh jumlah aliran uap di *final superheater* akibat adanya penutupan sebagian pada *control valve* di *steam outlet*. Berdasarkan hasil pada kondisi tanpa restrukturisasi dan pada struktur pertama, maka pada struktur kedua akan diterapkan nilai aliran maksimum untuk *desuperheater spraywater* untuk mendapatkan efek pendinginan yang maksimal. Sehingga variasi yang akan disimulasikan hanya variasi persentase bukaan valve pada keluaran *final superheater*. Nilai temperatur keluaran masing-masing subsistem berdasarkan persentase bukaan valve keluaran *final superheater* ditampilkan dalam Tabel 4.6.

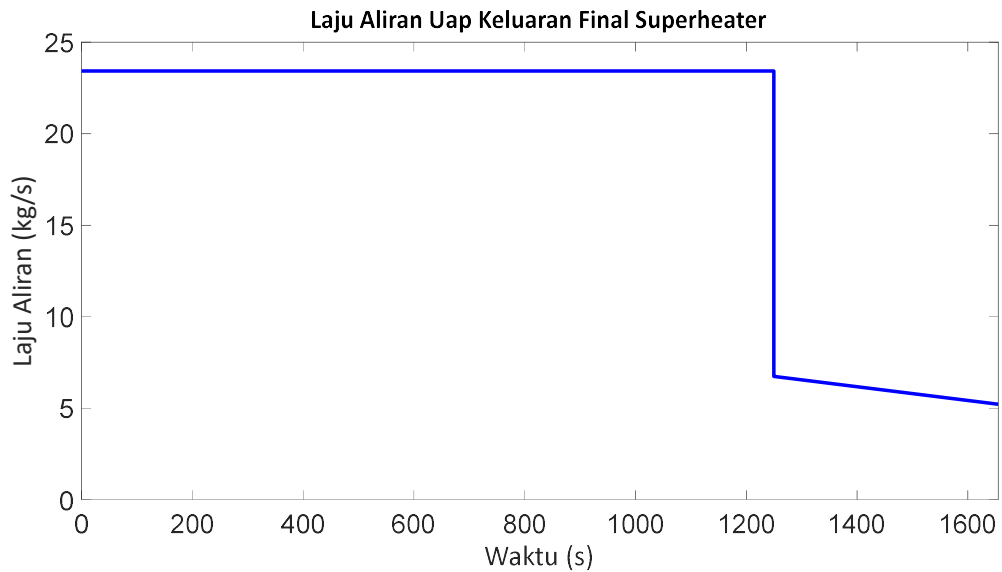
Tabel 4.6 Nilai temperatur subsistem HRSG berdasarkan persentase bukaan valve keluaran *final superheater* pada struktur kedua

β_2	T Out			
	Evaporator	Int. SH	DSH	Fin. SH
90%	625.1 K	755.5 K	651.0 K	845.4 K
80%	650.8 K	769.5 K	655.3 K	846.3 K
70%	675.2 K	781.9 K	659.0 K	847.1 K
60%	696.0 K	791.7 K	661.9 K	847.8 K
50%	709.0 K	798.1 K	664.6 K	848.2 K

Berdasarkan hasil pada tabel di atas, maka didapatkan bahwa nilai β_2 yang memungkinkan untuk diaplikasikan adalah $\beta_2 = 90\%$ hingga $\beta_2 = 50\%$. Persentase bukaan lebih kecil dari itu tidak memungkinkan untuk diterapkan karena akan menghasilkan temperatur uap keluaran *final superheater* lebih besar dari 848 K yang merupakan *set point* untuk *High Temperature Alarm* yang akan mengaktifkan *Simple Cycle Mode* dalam tempo 5 menit. Dengan tujuan untuk mendapatkan jeda waktu selama mungkin sebelum HRSG mengalami *shutdown*, maka nilai β_2 yang dipilih adalah 50% dengan selang waktu 405 s. Sehingga persamaan laju alirannya adalah sebagai berikut :

$$F_5 = F_{2_IN} + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4 + \Delta F_5$$

$$= \sqrt{2gH_2} \cdot A_{PIPE} \cdot \rho + (2) \cdot F_3max + (0.5) \cdot F_4max$$



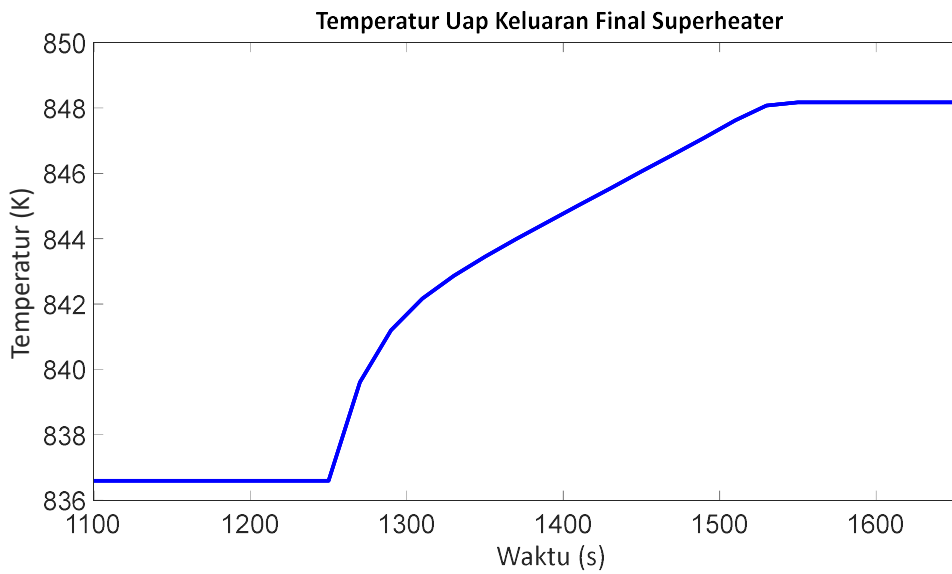
Gambar 4.21 Laju aliran uap keluaran *final superheater* pada struktur kedua

Gambar 4.21 menunjukkan simulasi laju aliran uap keluaran *final superheater* yang disimulasikan dengan mensimulasikan kondisi normal terlebih dahulu mulai dari $t = 0$ hingga $t = 1250$ s. Simulasi kemudian dilanjutkan dengan mensimulasikan kondisi setelah kegagalan terjadi dari $t = 1250$ s hingga $t = 1655$ s. Pada kondisi awal, yaitu saat *steady state* pada kondisi normal, nilai laju aliran uap yang keluar dari *final superheater* akan sama dengan nilai laju aliran air dari *evaporator*, yaitu sebesar 23.19 kg/s. Ketika terjadi *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*, maka *control valve* akan menutup seketika dan laju aliran air menuju *steam drum* akan menjadi tidak ada. Namun demikian, pada struktur kedua, *blowdown valve* akan terbuka sehingga laju aliran uap keluaran *evaporator* akan sama dengan laju aliran air dari *steam drum* menuju *evaporator* dikurangi laju aliran air yang keluar menuju *blowdown tank*, yang merupakan fungsi dari nilai *level* atau ketinggian air dalam *steam drum*. Namun demikian, ketika terjadi kegagalan, laju aliran uap akan mengalami penambahan yang berasal dari *desuperheater spraywater*. Sehingga total laju aliran uap keluaran *final superheater* ketika kegagalan terjadi adalah 6.74 kg/s. Sementara laju aliran uap keluaran *final superheater* tepat ketika sistem akan *shutdown* atau ketika $t = 1655$ s adalah 5.10 kg/s.

Sementara persamaan akhir untuk *global objective* temperatur keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$T_5 = T_{2_IN} + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_5$$

$$T_5 = T_{2_IN} + \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{pEV} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{F_{2_IN} \cdot c_{pw}} + \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{pINTSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{F_2 \cdot c_{pw}} + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pDSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_3 \cdot c_{pw}} + \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pFSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_4 \cdot c_{pw}}$$



Gambar 4.22 Temperatur uap keluaran *final superheater* pada struktur kedua

Temperatur uap keluaran *final superheater* saat *steady state* dalam kondisi normal adalah 836.6 K. Ketika sistem kemudian mengalami kegagalan, maka jumlah uap dipanaskan oleh *exhaust gas* menjadi berkurang jumlahnya. Akibatnya, temperatur uap keluaran *final superheater* akan meningkat. Namun demikian, peningkatan temperatur uap keluaran *final superheater* tersebut akan diimbangi oleh pendinginan uap dengan aliran air dari *desuperheater spraywater*. Temperatur uap keluaran *final superheater* akan mencapai nilai 848.2 K ketika $t = 1655$ s, seperti ditunjukkan pada Gambar 4.22.

Seperti yang telah disimulasikan sebelumnya, nilai temperatur uap keluaran *final superheater* pada struktur kedua akan mencapai *set point* untuk *High Temperature Alarm* pada saat $t = 1649$ s. Setelah itu, sistem HRSG akan

mengaktifkan *interlock* untuk menjalankan *Simple Cycle Mode* dalam 5 menit (300 s), yaitu pada $t = 1949$ s. Namun demikian, HRSG akan terlebih dulu mengalami *shutdown* akibat *interlock* dari LLL Level pada *steam drum* saat $t = 1655$ s.

Persamaan untuk *global objective* tekanan keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$P_5 = P_2 - \Delta P_2 - \Delta P_3 - \Delta P_4 - \Delta P_5$$

$$P_5 = P_2 - \left(\frac{8F_2^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_2^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right) - \left(\frac{8F_3^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_3^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right) - \left(\frac{8F_4^2}{\rho\pi^2 D^5} fL \right) - \left(\frac{8F_5^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_5^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right)$$

Dalam kondisi *complete loss* pada *control valve* keluaran *economizer* ketika *blowdown valve* ditutup, nilai dari masing-masing *global* dan *local objective* adalah sebagai berikut :

$$\gamma_g^0 = \{T_5 \quad P_5 \quad F_5 \quad H_2 \quad t_2\}$$

$$= \{848.2 \text{ K} \quad 147.4882 \text{ barg} \quad 5.10 \text{ kg/s} \quad 178 \text{ mm} \quad 405 \text{ s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_2^0 = \text{Evaporator}) = \{T_2 \quad P_2 \quad F_2\}$$

$$= \{709.0 \text{ K} \quad 147.49 \text{ barg} \quad 1.43 \text{ kg/s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_3^0 = \text{Interstage Superheater}) = \{T_3 \quad P_3 \quad F_3\}$$

$$= \{798.1 \text{ K} \quad 147.4899 \text{ barg} \quad 1.43 \text{ kg/s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_4^0 = \text{Desuperheater}) = \{T_4 \quad P_4 \quad F_4\}$$

$$= \{664.6 \text{ K} \quad 147.4894 \text{ barg} \quad 5.10 \text{ kg/s}\}$$

Struktur 3 : Kombinasi antara Struktur 1 dan Struktur 2

Struktur ketiga mengkombinasikan struktur pertama dan struktur kedua, yaitu menutup *blowdown valve* pada *evaporator (steam drum)* dan mengurangi bukaan *control valve* di keluaran *superheater* saat aliran dari *economizer* terhenti total. Tujuan penutupan *blowdown valve* dan *superheater control valve* adalah untuk mempertahankan level pada *steam drum* dan jumlah uap dalam HRSG. Diharapkan jika laju pengurangan level pada *steam drum* dan uap dalam HRSG berlangsung lambat, sistem HRSG dapat beroperasi selama mungkin sebelum *shutdown*. Parameter yang menjadi *local objective* adalah temperatur, tekanan, dan

laju aliran pada masing-masing subsistem. Sementara parameter yang menjadi *global objective* adalah temperatur, tekanan, laju aliran pada keluaran *final superheater*, level pada *steam drum*, serta waktu yang tersedia sebelum HRSG *shutdown*. *Global objective* dan *local objective* untuk masing-masing subsistem dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\gamma_g^0 = \{T_5 \quad P_5 \quad F_5 \quad H_2 \quad t_2\}$$

$$\gamma_l^0(S_2^0 = \text{Evaporator}) = \{T_2 \quad P_2 \quad F_2\}$$

$$\gamma_l^0(S_3^0 = \text{Interstage Superheater}) = \{T_3 \quad P_3 \quad F_3\}$$

$$\gamma_l^0(S_4^0 = \text{Desuperheater}) = \{T_4 \quad P_4 \quad F_4\}$$

Pada struktur ketiga, *blowdown valve* ditutup sehingga seluruh air yang berada dalam *steam drum* akan mengalir menuju *evaporator*. Selain itu, *control valve* di *steam outlet* (keluaran *final superheater*) ditutup sebagian sehingga jumlah uap yang berada di dalam HRSG diharapkan dapat bertahan selama mungkin. Dengan berkurangnya aliran air ke luar sistem (menuju *blowdown*) dan menurunnya laju aliran uap keluar HRSG, maka diharapkan jumlah uap dalam HRSG akan dapat dipertahankan selama mungkin sebelum HRSG mengalami *shutdown*. Batas akhir level pada *steam drum* yang dikehendaki adalah 178 mm dari dasar drum yaitu ketika mencapai nilai LLL (*Low Low Low*) Level pada drum. Laju penurunan level dan waktu yang tersedia mulai dari level air dalam drum berada di titik normal hingga mencapai nilai LLL Level adalah sebagai berikut :

$$\frac{dH_w}{dt} = -\sqrt{2gH} \frac{A_{PIPE}}{A_{DRUM}}$$

Laju pengurangan volume air pada *steam drum* adalah sebagai berikut :

$$\frac{dV_w}{dt} = -\sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE}$$

dengan nilai dari besaran-besaran tersebut adalah sebagai berikut :

$$H_0 = 50\%H = 838 \quad \text{mm} \quad A_{DRUM} = 8.0448 \quad \text{m}^2$$

$$H_{2_FINAL} = 10\%H = 178 \quad \text{mm} \quad A_{PIPE} = \beta_3 \cdot 0.0082 \quad \text{m}^2$$

Berdasarkan hasil perhitungan dan simulasi, didapatkan bahwa waktu yang diperlukan untuk mencapai LLL Level dari normal level akan berbeda-beda tergantung pada persentase bukaan *valve* di *steam outlet* (β_3). Nilai persentase

bukaan *valve* (β_3) dan waktu untuk mencapai LLL Level ditampilkan dalam tabel berikut :

Tabel 4.7 Persentase bukaan *valve* dan waktu menuju LLL level pada struktur ketiga

Persentase Bukaan Valve (β_3)	Waktu menuju LLL Level (s)
90%	242
80%	272
70%	311
60%	363
50%	436
40%	545
30%	727
20%	1090
10%	2182

Laju aliran uap yang keluar dari *evaporator* tidak tetap dan cenderung berkurang seiring dengan berkurangnya level pada *steam drum* hingga akhirnya berhenti ketika level pada *steam drum* mencapai nilai LLL Level. Dengan tidak tetapnya laju aliran dari *evaporator*, maka laju aliran uap keluaran *final superheater* pun akan menjadi tidak tetap dengan kecenderungan menurun sebelum akhirnya HRSG *shutdown*. Laju aliran uap yang keluar dari *steam drum* menuju *superheater* sama dengan laju uap yang terbentuk di *evaporator*. Persamaan untuk *global objective* laju aliran keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$F_5 = F_{2_IN} + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4 + \Delta F_5$$

dengan :

$$\begin{aligned} \frac{dF_2}{dt} &= \text{Perubahan laju aliran uap di evaporator} \\ &= -\sqrt{2gH} \cdot A_{PIPE} \cdot \rho \end{aligned}$$

dengan

$$A_{PIPE} = 0.0082 \text{ m}^2 \qquad \rho = 93.413 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} \Delta F_3 &= \text{Perubahan laju aliran uap di interstage superheater} \\ &= 0 \end{aligned}$$

$$\Delta F_4 = \text{Perubahan laju aliran uap di desuperheater}$$

$$= \alpha_3 \cdot F_3 \text{max}$$

$$\Delta F_5 = \text{Perubahan laju aliran uap di final stage superheater}$$

$$= \beta_3 \cdot F_4 \text{max}$$

Seperti pada kondisi-kondisi sebelumnya, pada struktur ketiga aliran desuperheater spraywater pun diaktifkan untuk menurunkan temperatur uap keluaran final superheater. Namun demikian, pada struktur ketiga temperatur uap keluaran *final superheater* tidak hanya ditentukan oleh jumlah aliran *desuperheater spraywater*, tetapi juga oleh jumlah aliran uap di *final superheater* akibat adanya penutupan sebagian pada *control valve* di *steam outlet*. Sehingga simulasi dilakukan secara simultan untuk kombinasi berbagai nilai persentase bukaan *valve* di keluaran *final superheater*. Nilai temperatur keluaran masing-masing subsistem berdasarkan persentase bukaan *valve* keluaran *final superheater* ditampilkan dalam Tabel 4.8 berikut.

Tabel 4.8 Nilai temperatur subsistem HRSG berdasarkan persentase bukaan valve keluaran *final superheater* pada struktur ketiga

β_3	T Out			
	Evaporator	Int. SH	DSH	Fin. SH
90%	622.5 K	754.5 K	653.0 K	845.0 K
80%	665.0 K	776.7 K	657.1 K	846.8 K
70%	686.3 K	787.1 K	660.6 K	847.4 K
60%	702.6 K	794.9 K	663.3 K	847.9 K
50%	712.0 K	799.5 K	665.1 K	848.3 K

Berdasarkan hasil pada tabel di atas, maka didapatkan bahwa nilai β_2 yang memungkinkan untuk diaplikasikan adalah $\beta_2 = 90\%$ hingga $\beta_2 = 50\%$. Persentase bukaan lebih kecil dari itu tidak memungkinkan untuk diterapkan karena akan menghasilkan temperatur uap keluaran *final superheater* lebih besar sama dengan 848 K yang merupakan *set point* untuk *High Temperature Alarm* yang akan mengaktifkan *Simple Cycle Mode* dalam tempo 5 menit. Dengan tujuan untuk mendapatkan jeda waktu selama mungkin sebelum HRSG mengalami *shutdown*,

maka nilai β_2 yang dipilih adalah 50% dengan selang waktu 436 s. Sehingga persamaan laju alirannya adalah sebagai berikut :

$$F_5 = F_{2_IN} + \Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4 + \Delta F_5$$

$$= \sqrt{2gH_2} \cdot A_{PIPE} \cdot \rho + (2) \cdot F_3max + (0.5) \cdot F_4max$$

Sementara persamaan akhir untuk *global objective* temperatur keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

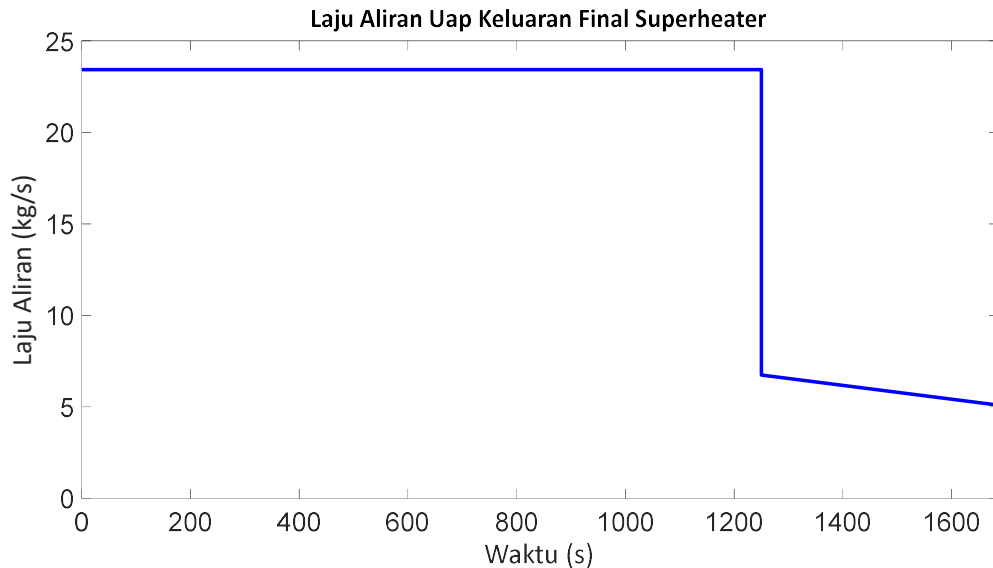
$$T_5 = T_{2_IN} + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4 + \Delta T_5$$

$$T_5 = T_{2_IN} + \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{pEV} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{F_{2_IN} \cdot c_{pw}}$$

$$+ \frac{(\dot{m}_{fg} \cdot c_{pINTSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})) - \dot{m}_w \cdot Q_u}{F_2 \cdot c_{pw}}$$

$$+ \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pDSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_3 \cdot c_{pw}}$$

$$+ \frac{\dot{m}_{fg} \cdot c_{pFSH} \cdot \eta \cdot (T_{fgIN} - T_{fgOUT})}{F_4 \cdot c_{pw}}$$



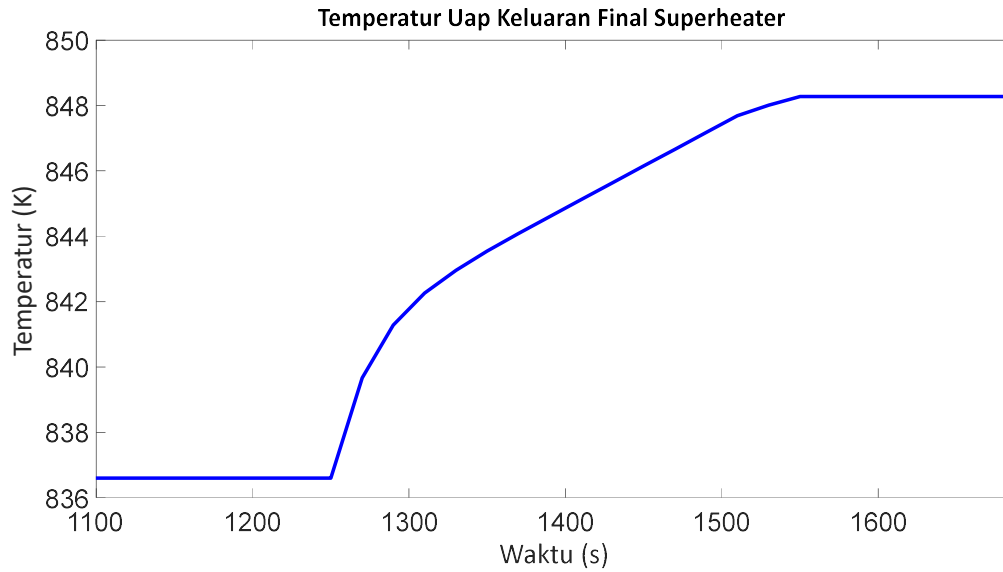
Gambar 4.23 Laju aliran uap keluaran *final superheater* pada struktur ketiga

Gambar 4.23 menunjukkan simulasi laju aliran uap keluaran *final superheater* yang disimulasikan dengan mensimulasikan kondisi normal terlebih dahulu mulai dari $t = 0$ hingga $t = 1250$ s. Simulasi kemudian dilanjutkan dengan mensimulasikan kondisi setelah kegagalan terjadi dari $t = 1250$ s hingga $t = 1686$ s.

Pada kondisi awal, yaitu saat *steady state* pada kondisi normal, nilai laju aliran uap yang keluar dari *final superheater* akan sama dengan nilai laju aliran air dari *evaporator*, yaitu sebesar 23.19 kg/s. Ketika terjadi *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*, maka *control valve* akan menutup seketika dan laju aliran air menuju *steam drum* akan menjadi tidak ada. Namun demikian, pada struktur ketiga, *blowdown valve* akan tertutup sehingga laju aliran uap keluaran *evaporator* akan sama dengan laju aliran air dari *steam drum* menuju *evaporator*, yang merupakan fungsi dari nilai *level* atau ketinggian air dalam *steam drum*. Namun demikian, ketika terjadi kegagalan, laju aliran uap keluaran *final superheater* akan mengalami penambahan yang berasal dari *desuperheater spraywater*. Sehingga total laju aliran uap keluaran *final superheater* ketika kegagalan terjadi adalah 6.74 kg/s. Sementara laju aliran uap keluaran *final superheater* tepat ketika sistem akan *shutdown* atau ketika $t = 1686$ s adalah 5.11 kg/s.

Temperatur uap keluaran *final superheater* saat *steady state* dalam kondisi normal adalah 836.6 K. Ketika sistem kemudian mengalami kegagalan, maka jumlah uap dipanaskan oleh *exhaust gas* menjadi berkurang jumlahnya. Akibatnya, temperatur uap keluaran *final superheater* akan meningkat. Namun demikian, peningkatan temperatur uap keluaran *final superheater* tersebut akan diimbangi oleh pendinginan uap dengan aliran air dari *desuperheater spraywater*. Temperatur uap keluaran *final superheater* akan mencapai nilai 848.3 K ketika $t = 1686$ s, seperti ditampilkan pada Gambar 4.24.

Seperti yang telah disimulasikan sebelumnya, nilai temperatur uap keluaran *final superheater* pada struktur kedua akan mencapai *set point* untuk *High Temperature Alarm* pada saat $t = 1675$ s. Setelah itu, sistem HRSG akan mengaktifkan *interlock* untuk menjalankan *Simple Cycle Mode* dalam 5 menit (300 s). Setelah itu, sistem HRSG akan mengaktifkan *interlock* untuk menjalankan *Simple Cycle Mode* dalam 5 menit (300 s), yaitu pada $t = 1975$ s. Namun demikian, HRSG akan terlebih dulu mengalami *shutdown* akibat *interlock* dari LLL Level pada *steam drum* saat $t = 1686$ s.



Gambar 4.24 Temperatur uap keluaran *final superheater* pada struktur ketiga

Persamaan untuk *global objective* tekanan keluaran *final superheater* adalah sebagai berikut :

$$P_5 = P_2 - \Delta P_2 - \Delta P_3 - \Delta P_4 - \Delta P_5$$

$$P_5 = P_2 - \left(\frac{8F_2^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_2^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right) - \left(\frac{8F_3^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_3^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right) - \left(\frac{8F_4^2}{\rho\pi^2 D^5} fL \right) - \left(\frac{8F_5^2}{\rho\pi^2 D^5} fL + \frac{8F_5^2}{\rho\pi^2 D^4} K \right)$$

Dalam kondisi *complete loss* pada *control valve* keluaran *economizer* ketika *blowdown valve* ditutup, nilai dari masing-masing *global* dan *local objective* adalah sebagai berikut :

$$\gamma_g^0 = \{T_5 \quad P_5 \quad F_5 \quad H_2 \quad t_2\}$$

$$= \{848.3 \text{ K} \quad 147.4882 \text{ barg} \quad 5.11 \text{ kg/s} \quad 178 \text{ mm} \quad 436 \text{ s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_2^0 = \text{Evaporator}) = \{T_2 \quad P_2 \quad F_2\}$$

$$= \{712.0 \text{ K} \quad 147.4900 \text{ barg} \quad 1.45 \text{ kg/s}\}$$

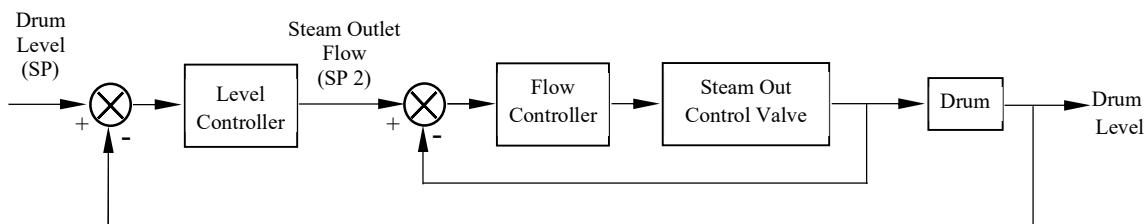
$$\gamma_l^0(S_3^0 = \text{Interstage Superheater}) = \{T_3 \quad P_3 \quad F_3\}$$

$$= \{799.5 \text{ K} \quad 147.4899 \text{ barg} \quad 1.45 \text{ kg/s}\}$$

$$\gamma_l^0(S_4^0 = \text{Desuperheater}) = \{T_4 \quad P_4 \quad F_4\}$$

$$= \{665.1 \text{ K} \quad 147.4894 \text{ barg} \quad 5.11 \text{ kg/s}\}$$

Diagram blok kontrol pada struktur ketiga mengalami perubahan dibandingkan dengan diagram blok kontrol sistem dalam kondisi normal tanpa kegagalan, seperti ditunjukkan pada Gambar 4.25. Dengan hilangnya laju aliran dari *economizer* menuju *steam drum*, maka besaran laju aliran *economizer* tidak lagi digunakan pada struktur kontrol yang baru. Tipe *controller* yang digunakan adalah *cascade control* dengan pengontrol level pada drum berperan sebagai *primary control element*. Sedangkan pengontrol laju aliran pada *steam outlet* (keluaran *final superheater*) berperan sebagai *secondary control element*.



Gambar 4.25 Blok diagram pengendalian level drum HRSG saat menggunakan struktur alternatif ketiga

Pembahasan

Berdasarkan hasil perhitungan pada sub-bab 4.4.1, maka didapatkan nilai *global objective* untuk masing-masing struktur kontrol yang ditampilkan pada Tabel 4.9. Nilai *global objective* struktur 0, yaitu kondisi gagal tanpa restrukturisasi, ditampilkan sebagai pembandingan terhadap struktur kontrol alternatif.

Tabel 4.9 Perbandingan nilai *global objective*

	T_5	P_5	F_5	H_2	t_2
Struktur 0	877.8 K	147.48 barg	3.25 kg/s	178 mm	201 s
Struktur 1	869.0 K	147.48 barg	5.10 kg/s	178 mm	217 s
Struktur 2	848.2 K	147.48 barg	5.10 kg/s	178 mm	405 s
Struktur 3	848.3 K	147.48 barg	5.11 kg/s	178 mm	436 s

Parameter yang disamakan untuk semua struktur kontrol adalah H_2 atau ketinggian level pada *steam drum* yang dibatasi pada angka 178 mm, yaitu nilai *setpoint* untuk *Low Low Low Level Alarm* pada *steam drum*.

Nilai T_5 atau nilai temperatur keluaran *final superheater* pada struktur kontrol tanpa restrukturisasi memiliki nilai temperatur uap keluaran *final superheater* yang tinggi, bahkan melampaui *setpoint* untuk *High* dan *High High Temperature Alarm* (848 K dan 858 K). Selain akan mengaktifkan *interlock* untuk beralih pada *simple cycle mode*, nilai temperatur ini akan membuat sistem mengalami *overheat* yang akan mempengaruhi nilai kehandalan. Oleh karena itu, pada struktur kontrol alternatif dengan restrukturisasi, diterapkan pula rekayasa pada proses untuk menurunkan nilai temperatur keluaran *final superheater* agar tidak melampaui *setpoint* yang telah ditentukan. Rekayasa tersebut adalah dengan menurunkan nilai kalor dari gas buang turbin gas menjadi 50% atau setengah kali semula dan meningkatkan laju aliran *desuperheater spraywater* menjadi 200% atau dua kali semula. Kedua hal tersebut dilakukan untuk menurunkan tingkat pemanasan oleh kalor dari gas buang turbin gas dan meningkatkan pendinginan oleh *desuperheater spraywater*. Nilai temperatur keluaran *final superheater* untuk ketiga struktur kontrol alternatif lebih kecil atau hampir sama dengan nilai *setpoint High Temperature Alarm*.

Nilai P_5 atau tekanan uap keluaran *final superheater* pada seluruh kondisi kegagalan, baik dengan ataupun tanpa restrukturisasi, memiliki nilai yang hampir sama yaitu 147.48 barg. Sistem tidak mengalami penurunan tekanan atau *pressure drop* yang signifikan, salah satunya karena nilai laju aliran yang menjadi jauh lebih kecil daripada laju aliran ketika kondisi normal operasi. Nilai tekanan uap keluaran *final superheater* diperlukan untuk melakukan perhitungan harga uap yang akan dilakukan pada sub-bab 4.4.2.

Nilai F_5 atau laju aliran uap keluaran *final superheater* pada struktur kontrol tanpa restrukturisasi memiliki nilai lebih kecil dibandingkan dengan laju aliran uap pada struktur dengan restrukturisasi. Hal ini disebabkan karena pada struktur kontrol tanpa restrukturisasi, laju aliran *desuperheater spraywater* tidak ditingkatkan dan hanya senilai laju aliran maksimum pada kondisi normal. Sementara pada restrukturisasi, laju aliran *desuperheater spraywater* akan ditingkatkan menjadi dua kali semula sehingga laju aliran uap keluaran *final superheater* akan menjadi lebih besar daripada kondisi tanpa restrukturisasi. Nilai

laju aliran, baik laju aliran keluaran *evaporator* maupun laju aliran uap keluaran *final superheater* tidak memiliki nilai yang tetap, melainkan cenderung berkurang hingga berhenti di nilai tertentu. Laju aliran akan berhenti ketika nilai level *steam drum* mencapai nilai *Low Low Low Level*.

Tujuan dari restrukturisasi ini adalah untuk merekayasa sistem sedemikian sehingga dapat bekerja ketika mengalami *major fault* tanpa menurunkan nilai keandalannya, serta untuk mempertahankan agar sistem dapat bekerja selama mungkin sebelum pada akhirnya *shutdown* dengan aman. Dengan meningkatnya durasi *retention time* pada sistem HRSG sebelum akhirnya *shutdown*, diharapkan dapat memberikan waktu tambahan bagi operator dan kru lapangan untuk melakukan *troubleshoot* untuk kejadian *complete loss* pada *control valve* keluaran *economizer*.

Nilai t_2 atau *retention time* sistem HRSG sebelum *shutdown* pada struktur kontrol tanpa restrukturisasi memiliki nilai yang lebih kecil dibandingkan dengan ketiga struktur kontrol alternatif dengan restrukturisasi, yaitu 202 s setelah kegagalan terjadi. Hal ini disebabkan karena pada struktur kontrol 0 atau struktur kontrol tanpa restrukturisasi tidak dilakukan penutupan pada *blowdown valve* yang membuat sebagian air dari *steam drum* akan tetap mengalir dan terbuang ke *blowdown tank*. Kondisi ini membuat jumlah air yang diteruskan menuju *superheater* akan berkurang sehingga rentang waktu untuk mencapai LLL Level pada *steam drum* pun akan menjadi lebih singkat.

Nilai t_2 pada struktur pertama, yaitu struktur dengan penutupan *blowdown valve*, memiliki nilai yang lebih besar daripada struktur 0. Penutupan *blowdown valve* pada *steam drum* bertujuan untuk mempertahankan sebanyak mungkin air dalam sistem HRSG sehingga waktu yang dibutuhkan untuk mencapai LLL Level dari normal level menjadi lebih panjang, yaitu 217 s setelah kegagalan terjadi.

Nilai t_2 pada struktur kedua, yaitu struktur dengan penutupan sebagian pada *control valve* di keluaran *final superheater*, bernilai lebih besar daripada struktur 0 dan struktur pertama. Penutupan *control valve* pada keluaran *final superheater* bertujuan untuk mempertahankan sebanyak mungkin uap di dalam

sistem HRSG. Dengan melambatnya laju pengeluaran uap melalui *final control valve* di keluaran *final superheater*, diharapkan dapat memperlambat laju penurunan level air dalam *steam drum*. Waktu yang diperlukan struktur kedua untuk mencapai LLL Level dari normal level adalah 405 s setelah kegagalan terjadi.

Nilai t_2 pada struktur ketiga, yaitu struktur dengan penutupan *blowdown valve* dan penutupan sebagian pada *control valve* di keluaran *final superheater*, bernilai lebih besar daripada struktur-struktur sebelumnya. Penutupan *blowdown valve* dan penutupan sebagian pada *control valve* di keluaran *final superheater* bertujuan untuk mengurangi laju aliran air keluar HRSG sekaligus memperlambat laju aliran uap keluar dari HRSG. Dengan menerapkan dua metode sekaligus, diharapkan penurunan level air pada *steam drum* dari normal level menuju LLL Level menjadi semakin lambat. Waktu yang diperlukan struktur ketiga untuk mencapai LLL Level dari normal level adalah 436s setelah kegagalan terjadi.

4.4.2. Nilai Keandalan dan Biaya

Nilai keandalan dan biaya untuk masing-masing struktur kontrol akan dihitung menggunakan persamaan (3.1) sampai persamaan (3.6)

Struktur 0 : Complete Loss pada Control Valve Keluaran Economizer

Nilai Keandalan

Faktor keandalan sistem dan sub-subsistem ketika mengalami kegagalan dipengaruhi juga salah satunya oleh kekuatan material dalam subsistem tersebut, antara lain material pipa, tubing, dan valve. Berdasarkan hasil simulasi pada sub-sub bab 4.4.1, maka didapatkan hasil bahwa nilai temperatur akhir pada hampir semua subsistem telah melampaui batas kondisi operasi normal untuk material yang bersangkutan berdasarkan standard ASME II D. Di atas temperatur operasi tersebut, maka kekuatan material akan bergantung pada waktu operasinya (*time-dependent properties*). Material penyusun subsistem beserta batas kondisi operasi normalnya ditampilkan dalam Tabel 4.10 berikut.

Tabel 4.10 Batas temperatur operasi normal pada subsistem HRSG

Subsistem	Material Penyusun	Batas Temperatur Operasi Normal
Evaporator	SA106C	643 K
Interstage Superheater	SA335P22	753 K
Desuperheater	SA335P22	753 K
Final Superheater	SA335P91 >=3in	838 K

Sementara itu, hasil simulasi kondisi gagal tanpa restrukturisasi (Struktur 0), menunjukkan bahwa untuk subsistem *evaporator*, *interstage superheater*, dan *final superheater*, nilai temperatur akhir sistem telah melampaui nilai batas temperatur untuk kondisi normal operasi. Dengan kata lain, subsistem-subsistem tersebut sempat beroperasi selama selang waktu tertentu setelah melampaui nilai batas temperatur untuk kondisi normal operasi (T_d). Jenis kegagalan yang dialami sistem setelah terjadi *complete loss* pada *control valve* keluaran *economizer* adalah *overheat*. Mengacu pada OREDA Handbook, nilai failure rate untuk *overheat* pada *heat exchanger* secara umum adalah 0.48. Sehingga didapatkan nilai *local reliability* untuk masing-masing subsistem tanpa restrukturisasi setelah mengalami kegagalan adalah sebagai berikut :

Evaporator

$$\begin{aligned}
 R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\
 &= e^{-0.48(202/3600)} \\
 &= 0.973
 \end{aligned}$$

Desuperheater

$$\begin{aligned}
 R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\
 &= e^{-0.48(202/3600)} \\
 &= 0.973
 \end{aligned}$$

Interstage Superheater

$$\begin{aligned}
 R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\
 &= e^{-0.48(202/3600)} \\
 &= 0.973
 \end{aligned}$$

Final Superheater

$$\begin{aligned}
 R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\
 &= e^{-0.48(202/3600)} \\
 &= 0.973
 \end{aligned}$$

Sedangkan nilai *reliability* untuk keseluruhan sistem (*global reliability*) untuk subsistem-subsistem yang disusun secara seri adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
R_g^m(T_d) &= \prod_{i=1}^n R_i^m(T_d) \\
&= 0.973 + 0.973 + 0.973 + 0.973 \\
&= 3.89
\end{aligned}$$

Nilai Biaya

Kerugian finansial yang timbul akibat terjadinya kegagalan adalah menurunnya performansi HRSG, yaitu menurunnya jumlah energi dari uap yang dihasilkan. Kerugian ini dihitung relatif terhadap kondisi normal tanpa kegagalan. Dalam kondisi normal, HRSG dapat menghasilkan uap dengan laju konstan 23.19 kg/s dengan temperatur 841.53 K dan tekanan 144.53 barg. Nilai *steam unit cost* pada saat kondisi normal tanpa kegagalan adalah menggunakan formula sebagai berikut:

$$C_S = C_e(h_S - h_w)$$

Dengan :

$$C_S = \text{Steam unit cost} \quad (\$/\text{ton})$$

$$C_e = \text{Energy unit cost} \quad (\$/\text{MJ})$$

$$h_S = \text{Specific enthalpy of steam} \quad (\text{kJ}/\text{kg})$$

$$h_w = \text{Specific enthalpy of inlet} \quad (\text{kJ}/\text{kg})$$

Nilai *energy unit cost* untuk *Combined Cycle Power Plant* (CCPP) adalah \$1/MJ. Sehingga nilai *cost* yang dihasilkan saat kondisi normal tanpa kegagalan adalah :

$$C_S = C_e(h_S - h_w)$$

$$\begin{aligned}
C_S &= 1\$/\text{MJ} \cdot \left(3504.74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2615.11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\
&= 889.63 \frac{\$}{\text{ton}}
\end{aligned}$$

Jumlah nilai *steam cost* dari uap yang dapat diproduksi oleh HRSG dalam kondisi normal tanpa kegagalan selama rentang waktu 202 s, adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\text{Total steam cost} &= \text{Total steam} \cdot \text{Steam unit cost} \\
&= 23.19 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 202 \text{ s} \cdot \frac{1 \text{ ton}}{1000 \text{ kg}} \cdot 889.63 \frac{\$}{\text{ton}} \\
&= \$ 4167.36
\end{aligned}$$

Sementara itu, nilai *cost* yang dihasilkan saat mengalami kegagalan tanpa restrukturisasi adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
C_S &= C_e(h_S - h_w) \\
C_S &= 1\$/MJ \cdot (3597.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 2615.11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \\
&= 981.99 \$/\text{ton}
\end{aligned}$$

Jumlah nilai *steam cost* dari uap yang dapat diproduksi oleh HRSG dalam kondisi mengalami kegagalan tanpa adanya restrukturisasi selama rentang waktu 202 s, adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\text{Total steam cost} &= \text{Total steam} \cdot \text{Steam unit cost} \\
&= 870.24 \cdot \frac{1 \text{ ton}}{1000 \text{ kg}} \cdot 981.99 \frac{\$}{\text{ton}} \\
&= \$ 854.57
\end{aligned}$$

Sehingga didapatkan nilai kerugian akibat kegagalan, yang didefinisikan sebagai selisih antara jumlah yang dapat dihasilkan dalam kondisi normal dengan jumlah yang dihasilkan ketika dalam kondisi gagal, adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
P &= C_{SA} - C_{S0} \\
&= \$ 4167.36 - \$ 854.57 \\
&= \$ 3312.79
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
C_i^m(R_i^m(T_d)) &= \frac{(c_i + P)(1 - (T_d))}{\int_0^{T_d} R_i^m(t) dt} \\
C_g^0(R_g^0(202)) &= \frac{(3312.79) \left(1 - \left(\frac{202}{3600}\right)\right)}{\int_0^{202} 3.89 dt} = \$ 14,312.1
\end{aligned}$$

Struktur 1 : Blowdown Valve Ditutup

Nilai Keandalan

Pada struktur pertama, sistem HRSG mengalami perlakuan sedemikian rupa sehingga tidak terjadi *overheat* pada sistem. Maka, keandalan sistem diasumsikan hanya akan dipengaruhi oleh faktor pengoperasian regular. Berdasarkan nilai failure rate untuk pemakaian normal pada *heat exchanger* secara umum adalah, yaitu (1/6000) (Lingeswara, 2016), maka akan didapatkan nilai *local reliability* untuk masing-masing subsistem pada struktur pertama adalah sebagai berikut :

Evaporator

$$\begin{aligned} R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\ &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(217/3600)} \\ &= 0.999 \end{aligned}$$

Desuperheater

$$\begin{aligned} R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\ &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(217/3600)} \\ &= 0.999 \end{aligned}$$

Interstage Superheater

$$\begin{aligned} R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\ &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)\left(\frac{217}{3600}\right)} \\ &= 0.999 \end{aligned}$$

Final Superheater

$$\begin{aligned} R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\ &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(217/3600)} \\ &= 0.999 \end{aligned}$$

Sedangkan nilai *reliability* untuk keseluruhan sistem (*global reliability*) untuk subsistem-subsistem yang disusun secara seri adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} R_g^m(T_d) &= \prod_{i=1}^n R_i^m(T_d) \\ &= 0.999 + 0.999 + 0.999 + 0.999 \\ &= 3.99 \end{aligned}$$

Nilai keandalan struktur pertama lebih tinggi daripada dalam kondisi tanpa restrukturisasi karena pada saat kondisi tanpa restrukturisasi, sistem HRSG mengalami *overheat* sementara pada struktur pertama HRSG dianggap bekerja pada kondisi temperatur normal. Sehingga nilai *failure rate* pada struktur pertama lebih kecil daripada kondisi tanpa restrukturisasi.

Nilai Biaya

Nilai *steam unit cost* yang dihasilkan saat mengaplikasikan struktur pertama adalah sebagai berikut :

$$C_S = C_e(h_S - h_w)$$

$$C_S = 1\$/MJ \cdot (3510.98 \frac{kJ}{kg} - 2615.11 \frac{kJ}{kg})$$
$$= 895.87 \$/ton$$

Jumlah nilai *steam cost* dari uap yang dapat diproduksi oleh HRSG dalam kondisi kegagalan dengan mengaplikasikan struktur pertama selama rentang waktu 217 s, adalah sebagai berikut:

$$Total\ steam\ cost = Total\ steam \cdot Steam\ unit\ cost$$
$$= 1288.05 \cdot \frac{1\ ton}{1000\ kg} \cdot 895.87 \frac{\$}{ton}$$
$$= \$ 1153.93$$

Sehingga didapatkan nilai kerugian akibat kegagalan, yang didefinisikan sebagai selisih antara jumlah yang dapat dihasilkan dalam kondisi normal dengan jumlah yang dihasilkan ketika dalam kondisi gagal, adalah sebagai berikut :

$$P = C_{SA} - C_{S1}$$
$$= (23.19 \frac{kg}{s} \cdot 217\ s \cdot \frac{1\ ton}{1000\ kg} \cdot 889.63 \frac{\$}{ton}) - \$ 1,153.92$$
$$= \$ 3322.89$$

$$C_i^m(R_i^m(T_d)) = \frac{(c_i + P)(1 - (T_d))}{\int_0^{T_d} R_i^m(t) dt}$$

$$C_g^1(R_g^1(217)) = \frac{(3322.89) \left(1 - \left(\frac{217}{3600}\right)\right)}{\int_0^{217} 3.99\ dt} = \$ 12,951.1$$

Struktur 2 : Valve pada Steam Outlet Ditutup

Nilai Keandalan

Pada struktur kedua, sistem HRSG mengalami perlakuan sedemikian rupa sehingga tidak terjadi *overheat* pada sistem. Maka, keandalan sistem diasumsikan hanya akan dipengaruhi oleh faktor pengoperasian regular. Berdasarkan nilai

failure rate untuk pemakaian normal pada *heat exchanger* secara umum adalah, yaitu (1/6000) (Lingeswara, 2016), maka akan didapatkan nilai *local reliability* untuk masing-masing subsistem pada struktur pertama adalah sebagai berikut :

Evaporator

$$\begin{aligned} R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x) \cdot T_d} \\ &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(405/3600)} \\ &= 0.999 \end{aligned}$$

Desuperheater

$$\begin{aligned} R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x) \cdot T_d} \\ &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(405/3600)} \\ &= 0.999 \end{aligned}$$

Interstage Superheater

$$\begin{aligned} R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x) \cdot T_d} \\ &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(405/3600)} \\ &= 0.999 \end{aligned}$$

Final Superheater

$$\begin{aligned} R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x) \cdot T_d} \\ &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(405/3600)} \\ &= 0.999 \end{aligned}$$

Sedangkan nilai *reliability* untuk keseluruhan sistem (*global reliability*) untuk subsistem-subsistem yang disusun secara seri adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} R_g^m(T_d) &= \prod_{i=1}^n R_i^m(T_d) \\ &= 0.999 + 0.999 + 0.999 + 0.999 \\ &= 3.99 \end{aligned}$$

Nilai Biaya

Nilai *steam unit cost* yang dihasilkan saat mengaplikasikan struktur kedua adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} C_s &= C_e(h_s - h_w) \\ C_s &= 1\$/MJ \cdot \left(3519.46 \frac{kJ}{kg} - 2615.11 \frac{kJ}{kg}\right) \\ &= 904.35 \$/ton \end{aligned}$$

Jumlah nilai *steam cost* dari uap yang dapat diproduksi oleh HRSG dalam kondisi kegagalan dengan mengaplikasikan struktur ketiga selama rentang waktu 405 s, adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Total\ steam\ cost &= Total\ steam \cdot Steam\ unit\ cost \\ &= 2403.08 \cdot \frac{1\ ton}{1000\ kg} \cdot 904.35 \frac{\$}{ton} = \$ 2173.23 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan nilai kerugian akibat kegagalan, yang didefinisikan sebagai selisih antara jumlah yang dapat dihasilkan dalam kondisi normal dengan jumlah yang dihasilkan ketika dalam kondisi gagal, adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 P &= C_{SA} - C_{S2} \\
 &= \left(23.19 \frac{kg}{s} \cdot 405 s \cdot \frac{1 ton}{1000 kg} \cdot 889.63 \frac{\$}{ton}\right) - \$ 2173.23 \\
 &= \$ 6182.13
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_i^m(R_i^m(T_d)) &= \frac{(c_i + P)(1 - (T_d))}{\int_0^{T_d} R_i^m(t) dt} \\
 C_g^2(R_g^2(405)) &= \frac{(6182.13) \left(1 - \left(\frac{405}{3600}\right)\right)}{\int_0^{405} 3.99 dt} = \$ 12,192.14
 \end{aligned}$$

Struktur 3 : Kombinasi antara Struktur 1 dan Struktur 2

Nilai Keandalan

Pada struktur ketiga, sistem HRSG mengalami perlakuan sedemikian rupa sehingga tidak terjadi *overheat* pada sistem. Maka, keandalan sistem diasumsikan hanya akan dipengaruhi oleh faktor pengoperasian regular. Berdasarkan nilai failure rate untuk pemakaian normal pada *heat exchanger* secara umum adalah, yaitu (1/6000) (Lingeswara, 2016), maka akan didapatkan nilai *local reliability* untuk masing-masing subsistem pada struktur pertama adalah sebagai berikut :

Evaporator

$$\begin{aligned}
 R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\
 &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(436/3600)} \\
 &= 0.999
 \end{aligned}$$

Desuperheater

$$\begin{aligned}
 R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\
 &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(436/3600)} \\
 &= 0.999
 \end{aligned}$$

Interstage Superheater

$$\begin{aligned}
 R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\
 &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(436/3600)} \\
 &= 0.999
 \end{aligned}$$

Final Superheater

$$\begin{aligned}
 R_i^m(T_d) &= e^{-\lambda_i^m(T_d,x).T_d} \\
 &= e^{-\left(\frac{1}{6000}\right)(436/3600)} \\
 &= 0.999
 \end{aligned}$$

Sedangkan nilai *reliability* untuk keseluruhan sistem (*global reliability*) untuk subsistem-subsistem yang disusun secara seri adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} R_g^m(T_d) &= \prod_{i=1}^n R_i^m(T_d) \\ &= 0.999 + 0.999 + 0.999 + 0.999 \\ &= 3.99 \end{aligned}$$

Nilai Biaya

Nilai *steam unit cost* yang dihasilkan saat mengaplikasikan struktur ketiga adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} C_S &= C_e(h_S - h_w) \\ C_S &= 1\$/MJ \cdot (3519.73 \frac{kJ}{kg} - 2615.11 \frac{kJ}{kg}) \\ &= 904.62 \$/ton \end{aligned}$$

Jumlah nilai *steam cost* dari uap yang dapat diproduksi oleh HRSG dalam kondisi kegagalan dengan mengaplikasikan struktur ketiga selama rentang waktu 436 s, adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Total\ steam\ cost &= Total\ steam \cdot Steam\ unit\ cost \\ &= 2586.62 \cdot \frac{1\ ton}{1000\ kg} \cdot 904.62 \frac{\$}{ton} \\ &= \$ 2339.91 \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan nilai kerugian akibat kegagalan, yang didefinisikan sebagai selisih antara jumlah yang dapat dihasilkan dalam kondisi normal dengan jumlah yang dihasilkan ketika dalam kondisi gagal, adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} P &= C_{SA} - C_{S2} \\ &= (23.19 \frac{kg}{s} \cdot 436\ s \cdot \frac{1\ ton}{1000\ kg} \cdot 889.63 \frac{\$}{ton}) - \$ 2339.91 \\ &= \$ 6655.00 \end{aligned}$$

$$C_i^m(R_i^m(T_d)) = \frac{(c_i + P)(1 - (T_d))}{\int_0^{T_d} R_i^m(t) dt}$$

$$C_g^2(R_g^2(405)) = \frac{(6655.00) \left(1 - \left(\frac{436}{3600}\right)\right)}{\int_0^{436} 3.99 dt} = \$ 12,073.87$$

4.4.3. Optimisasi Struktur Kontrol

Berdasarkan perhitungan nilai kehandalan dan biaya pada sub-bab 4.4.2 dan perhitungan *retention time* pada sub-bab 4.4.1, maka didapatkan nilai-nilai tersebut untuk ketiga struktur kontrol alternatif yang ditampilkan pada tabel berikut :

Tabel 4.11 Perbandingan nilai kehandalan, biaya, dan *retention time*

	Kehandalan	Biaya	<i>Retention Time</i>
Struktur 0	3.89	\$ 14,312.10	202 s
Struktur 1	3.99	\$ 12,951.10	217 s
Struktur 2	3.99	\$ 12,192.14	405 s
Struktur 3	3.99	\$ 12,073.87	436 s

Struktur kontrol 0 dihadirkan sebagai pembanding untuk kondisi gagal tanpa restrukturisasi. Pada Tabel 4.11 dapat dilihat bahwa ketiga struktur kontrol alternatif memiliki nilai kehandalan yang lebih tinggi dibandingkan dengan struktur kontrol 0. Hal ini disebabkan karena pada kondisi gagal tanpa restrukturisasi sistem HRSG mengalami *overheat* sehingga nilai kehandalannya menjadi turun. Sedangkan pada ketiga struktur kontrol alternatif, kondisi *overheat* tidak terjadi dan nilai *failure rate* yang digunakan adalah nilai saat kondisi operasi normal, sehingga nilai kehandalannya menjadi lebih tinggi. Dapat dinyatakan bahwa ketiga struktur kontrol alternatif yang diajukan memiliki kondisi yang lebih baik daripada kondisi gagal tanpa restrukturisasi.

Sementara itu, nilai kehandalan sistem pada masing-masing struktur kontrol alternatif tidak memiliki perbedaan yang signifikan. Hal ini disebabkan oleh perbedaan *retention time* antara satu struktur dengan struktur yang lain yang hanya dalam orde ratusan detik dibandingkan dengan nilai *Mean Time Between Failure* (MTBF) yaitu 6000 jam (Lingeswara, 2016) yang membuat perbedaan nilai

kehandalan menjadi tidak signifikan. Oleh karena itu, dalam tahapan pemilihan struktur kontrol alternatif, nilai keandalan tidak dapat dijadikan acuan sehingga perlu mengacu pada faktor lainnya, yaitu biaya dan *retention time*.

Nilai biaya yang timbul atau *cost* antar struktur kontrol memiliki perbedaan yang dapat dijadikan acuan untuk memilih struktur kontrol alternatif paling optimum. Ketiga struktur kontrol alternatif memiliki nilai *cost* yang lebih rendah dibandingkan dengan kondisi gagal tanpa restrukturisasi, sehingga dapat dinyatakan bahwa ketiga struktur kontrol alternatif yang diajukan memberikan hasil yang lebih menguntungkan dibandingkan dengan kondisi gagal tanpa restrukturisasi.

Faktor-faktor yang mempengaruhi nilai biaya pada struktur kontrol antara lain biaya kerugian akibat penerapan struktur, nilai kehandalan sistem saat menggunakan struktur kontrol alternatif, dan waktu penggunaan struktur kontrol alternatif. Biaya kerugian akibat penerapan struktur kontrol dihitung dari selisih antara harga uap (*steam cost*) dalam kondisi normal operasi dengan harga uap ketika menerapkan struktur kontrol alternatif. Biaya kerugian untuk masing-masing struktur mulai dari struktur 0 hingga struktur ketiga adalah, berturut-turut : \$ 3312.79, \$ 3322.89, \$ 6182.13, dan \$ 6655. Berdasarkan biaya kerugian tersebut, didapatkan bahwa selisih biaya uap ketika dalam kondisi tanpa restrukturisasi justru memiliki nilai terendah. Hal ini disebabkan karena pada saat kondisi tanpa restrukturisasi waktu yang dibutuhkan oleh proses relatif lebih singkat (202 s), sehingga jumlah uap yang dihasilkan oleh proses saat kondisi normal untuk selang waktu yang sama juga akan lebih sedikit. Sehingga nilai selisih antara produksi saat kondisi normal dengan produksi saat kondisi gagal tanpa restrukturisasi tidak bernilai besar. Sementara itu, selisih biaya uap saat kondisi restrukturisasi memiliki nilai yang besar dengan selisih pada struktur ketiga memiliki nilai terbesar. Hal ini disebabkan karena durasi *retention time* proses untuk struktur pertama hingga ketiga lebih besar daripada durasi *retention time* saat kondisi tanpa restrukturisasi. Sehingga uap yang dihasilkan oleh proses saat kondisi normal untuk durasi yang sama dengan durasi restrukturisasi akan semakin banyak sementara jumlah uap dalam kondisi restrukturisasi relatif tetap. Sehingga nilai selisih antara produksi saat

kondisi normal dengan produksi saat restrukturisasi akan menjadi lebih besar dengan urutan berturut-turut dari nilai terkecil hingga terbesar adalah struktur pertama, struktur kedua, dan struktur ketiga.

Integral dari nilai kehandalan selama selang *retention time* menjadi faktor pembagi dalam menentukan nilai biaya (*cost*) struktur kontrol. Struktur tanpa restrukturisasi memiliki nilai kehandalan dan durasi *retention time* yang kecil yang membuat faktor pembagi pada perhitungan biaya untuk struktur 0 menjadi kecil, sehingga hasil akhir untuk nilai biayanya menjadi besar. Nilai kehandalan dan durasi *retention time* untuk struktur pertama, kedua, dan ketiga lebih besar daripada struktur 0. Hal ini membuat faktor pembagi pada perhitungan biaya untuk ketiga struktur besar sehingga hasil akhir untuk nilai biaya menjadi kecil dengan urutan berturut-turut mulai dari nilai biaya terbesar adalah struktur pertama, struktur kedua, dan struktur ketiga.

Tujuan dari restrukturisasi ini adalah untuk mendapatkan struktur kontrol alternatif dengan nilai kehandalan tertinggi, nilai biaya terendah, dan durasi *retention time* terpanjang. Nilai kehandalan tidak dapat dijadikan acuan karena nilainya relatif sama antar ketiga struktur kontrol alternatif. Oleh karena itu, penentuan struktur kontrol alternatif paling optimum hanya berdasarkan pada nilai biaya dan durasi *retention time*. Berdasarkan data pada Tabel 4.11, dapat dilihat bahwa struktur ketiga memiliki nilai biaya terendah dan durasi *retention time* tertinggi dibandingkan dengan dua struktur alternatif lainnya. Sehingga dapat disimpulkan bahwa struktur kontrol ketiga merupakan struktur kontrol alternatif paling optimum yang dapat diterapkan pada sistem HRSG ketika mengalami *major fault* yaitu *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*.

4.5 Pembuatan *Switching Logic*

Switching logic berfungsi untuk mengalihkan struktur kontrol dari struktur kontrol kondisi normal ketika tidak mengalami kegagalan menjadi struktur kontrol alternatif ketiga, yang merupakan struktur kontrol alternatif paling optimal berdasarkan analisa kehandalan, biaya, dan *retention time*. Perbedaan antara struktur kontrol normal dengan struktur kontrol alternatif ketiga adalah penutupan

blowdown valve dan penutupan 50% bukaan *control valve* di keluaran *final superheater*.

Dalam kondisi normal, kontrol level pada *steam drum* merupakan *three element control* yang melibatkan level pada *steam drum*, laju aliran air pada *feedwater* (laju aliran keluaran *economizer* menuju *steam drum*), dan laju aliran uap pada *steam outlet* (keluaran *final superheater*). Pengontrol kemudian akan mengirimkan sinyal kontrol menuju *control valve* di keluaran *economizer* untuk mengatur laju aliran air di *feedwater* yang akan masuk ke *steam drum*. *Logic diagram* untuk kontrol level pada *steam drum* dalam kondisi normal ditampilkan pada Gambar 4.26 dan 4.27.

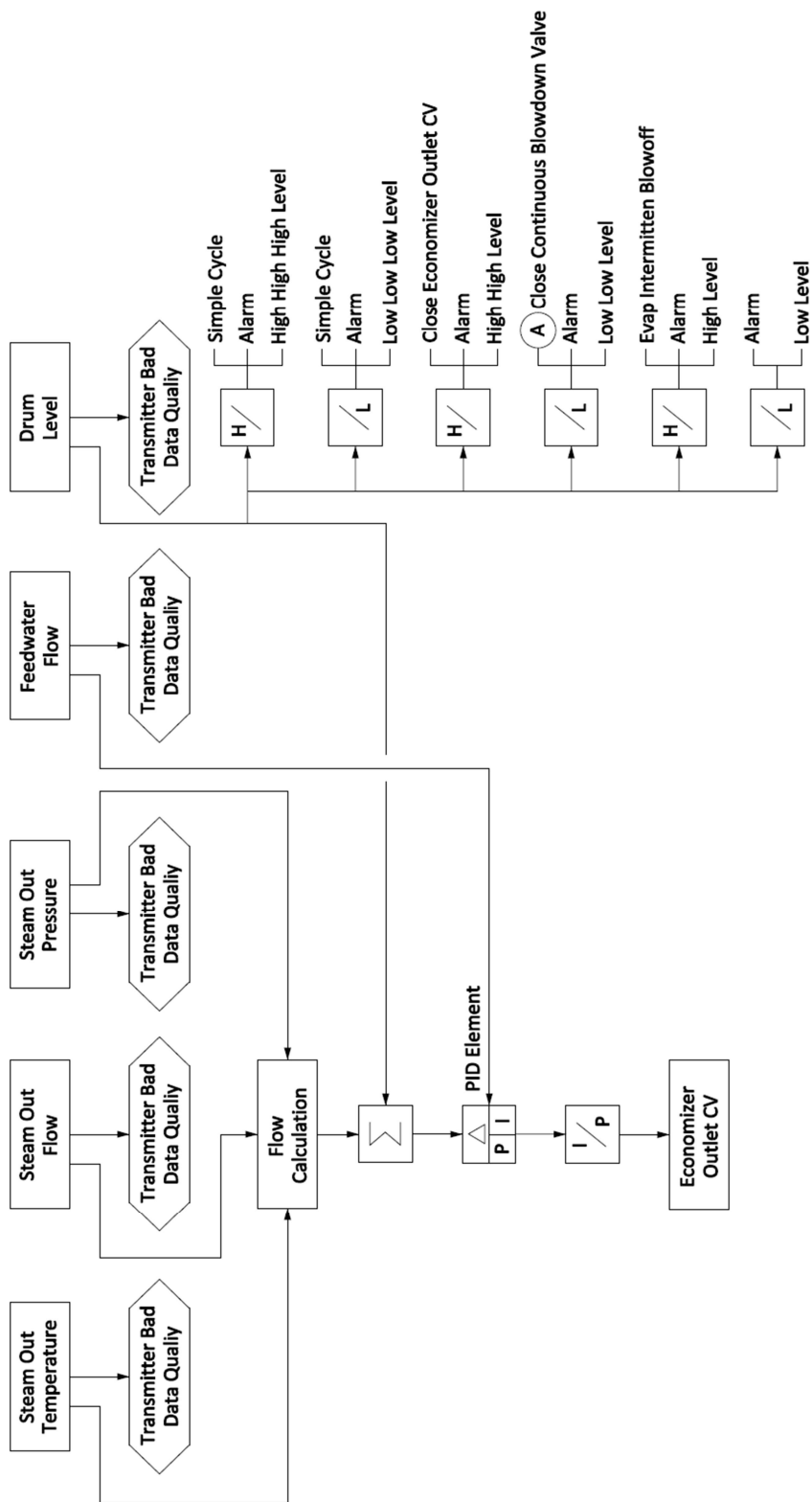
Pada kondisi normal, pengontrol level di *steam drum* memiliki enam tingkat alarm : tiga tingkat alarm untuk kondisi level tinggi (*high*) dan tiga tingkat alarm untuk kondisi level rendah (*low*). Masing-masing tingkat alarm tersebut akan mengaktifkan *interlock* pengaman tertentu :

- *High level alarm*
ketika ketinggian air dalam *steam drum* mencapai 965 mm dari dasar drum. *High level alarm* akan mengaktifkan *interlock* untuk menutup *intermittent blowoff valve* di *evaporator*
- *High high level alarm*
ketika ketinggian air dalam *steam drum* mencapai 1016 mm dari dasar drum. *High high level alarm* akan mengaktifkan *interlock* untuk menutup *control valve* di keluaran *economizer*.
- *High high high level alarm*
ketika ketinggian air dalam *steam drum* mencapai 1067 mm dari dasar drum. *High high high level alarm* akan mengaktifkan *interlock* untuk beralih ke *simple cycle mode* atau menonaktifkan HRSG (*shutdown*).
- *Low level alarm*
ketika ketinggian air dalam *steam drum* mencapai 279 mm dari dasar drum. *Low level alarm* tidak akan mengaktifkan *interlock* pengaman apapun, hanya berupa alarm peringatan saja.

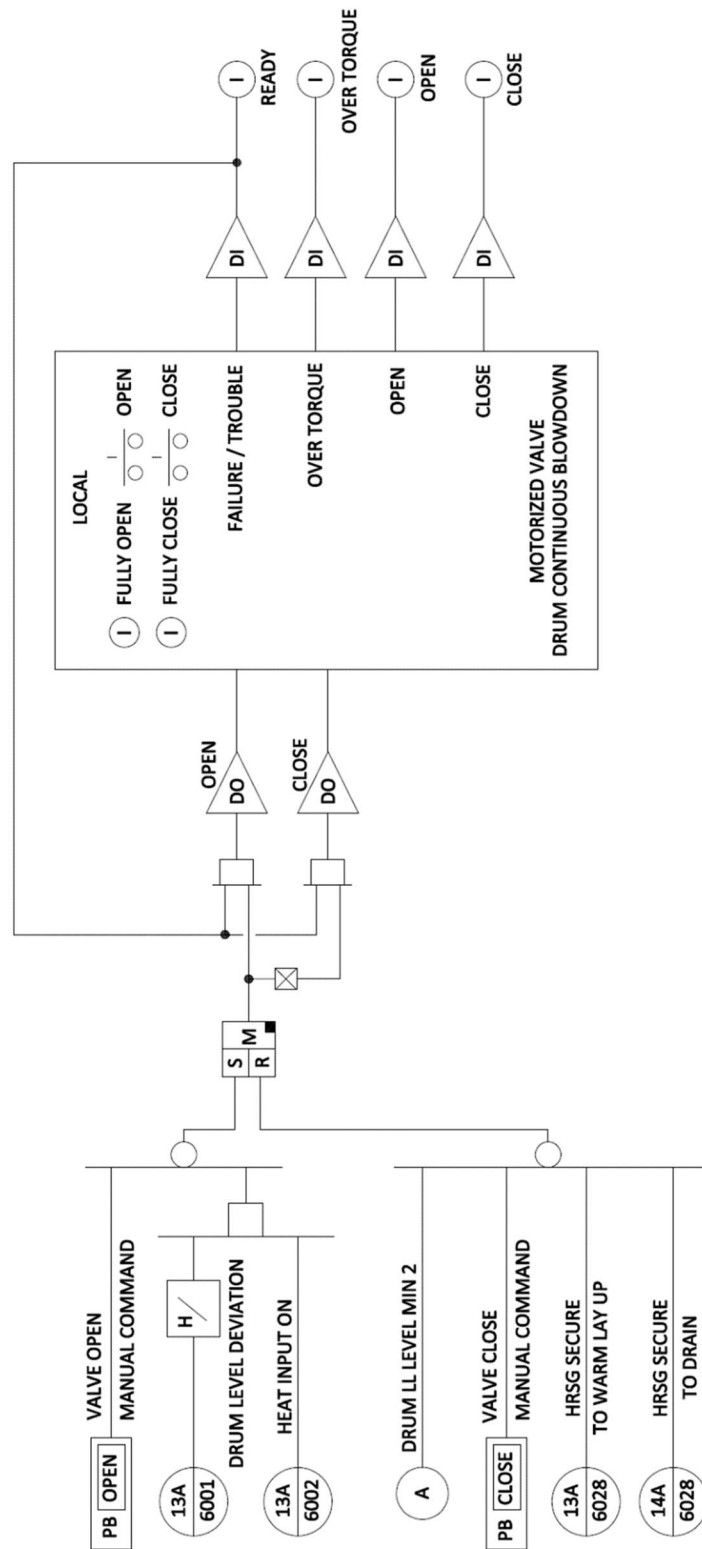
- *Low low level alarm*
ketika ketinggian air dalam *steam drum* mencapai 254 mm dari dasar drum. *Low low level alarm* akan mengaktifkan *interlock* untuk menutup *blowdown valve*.
- *Low low low level alarm*
ketika ketinggian air dalam *steam drum* mencapai 178 mm dari dasar drum. *Low low low level alarm* akan mengaktifkan *interlock* untuk beralih ke *simple cycle mode* atau menonaktifkan HRSG (*shutdown*).

Dalam kondisi *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*, aliran air dari *economizer (feedwater)* akan terhenti. Maka dampak kegagalan yang ditimbulkan adalah terpicunya alarm untuk kondisi level rendah : *low level alarm*, *low low level alarm*, dan *low low low level alarm*. Kontrol level pada *steam drum* pun akan beralih dari *three element level control* menjadi *cascade control* biasa yang terdiri dari kontrol level *steam drum* sebagai elemen primer dan kontrol aliran di *steam outlet* sebagai elemen sekunder. *Logic diagram* untuk kontrol level dalam kondisi *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer* ditampilkan pada Gambar 4.28 dan 4.29

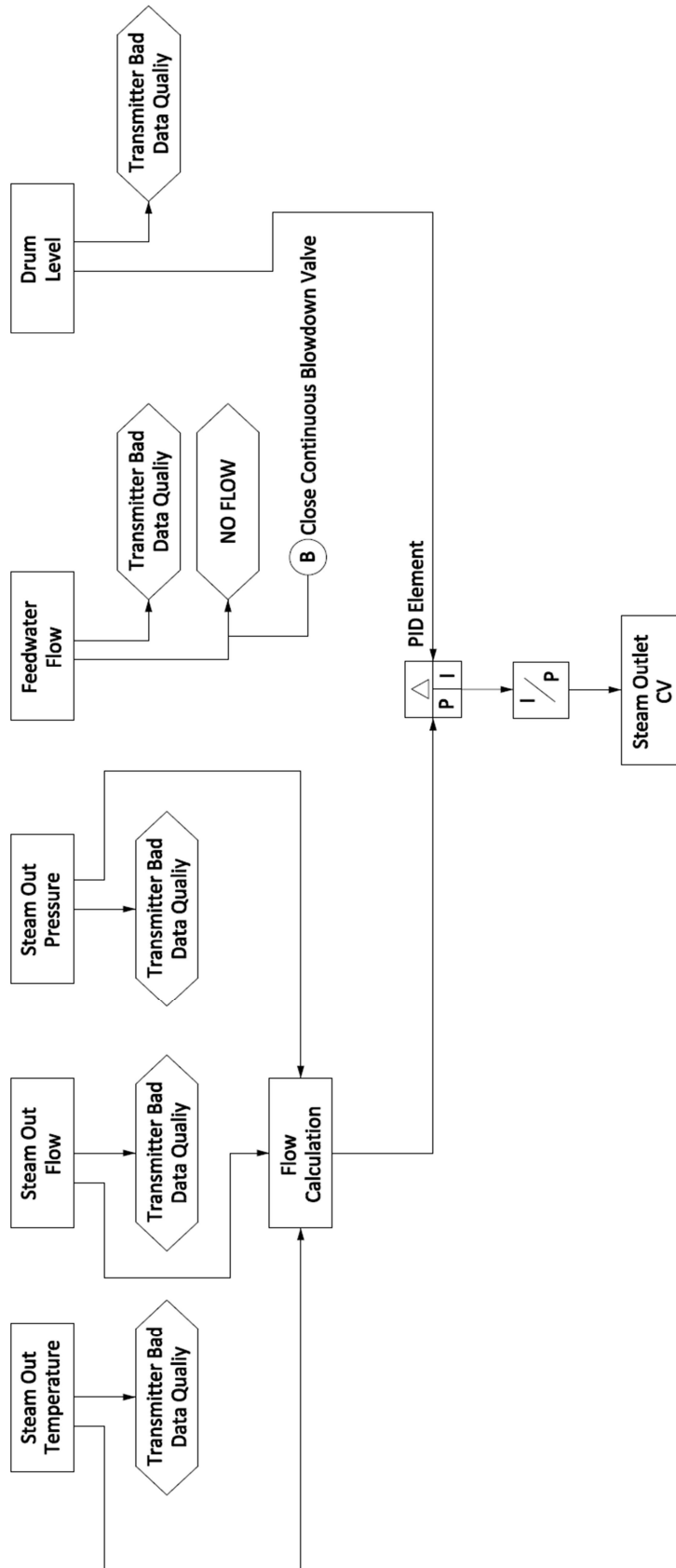
Switching logic akan diaktifkan ketika sistem mendeteksi terjadinya *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*. Hal ini dapat ditandai dengan hilangnya sinyal dari *air compressor* menuju *control valve* di keluaran *economizer* ataupun dengan terhentinya laju aliran air dari keluaran *economizer* menuju *steam drum*. Kemudian sistem akan melakukan penutupan *blowdown valve* yang terdapat pada *steam drum* dan akan mengurangi bukaan *control valve* pada keluaran *final superheater* menjadi 50% semula.



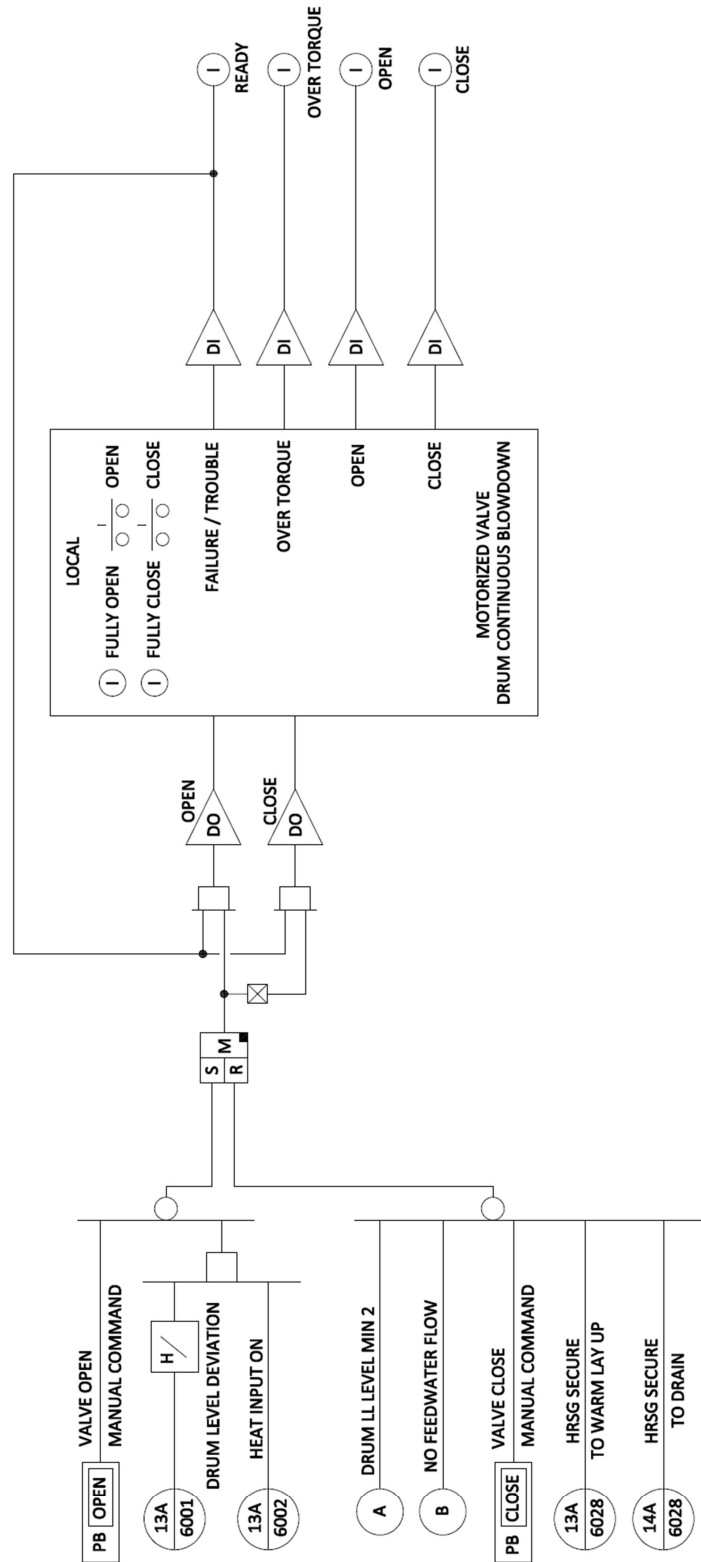
Gambar 4. 26 Logic diagram sistem HRSG pada kondisi normal



Gambar 4. 27 Logic diagram untuk blowdown valve pada kondisi normal



Gambar 4. 28 Logic diagram sistem HRSG saat menggunakan struktur kontrol ketiga



Gambar 4. 29 Logic diagram untuk blowdown valve saat menggunakan struktur kontrol ketiga

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

- Struktur kontrol alternatif yang dapat diaplikasikan pada sistem HRSG ketika mengalami *major fault* berupa *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer* adalah, antara lain : struktur kontrol dengan menutup *blowdown valve*, struktur kontrol dengan menutup sebagian *control valve* di keluaran *final superheater*, dan kombinasi antara kedua struktur kontrol tersebut.
- Struktur kontrol alternatif paling optimum berdasarkan analisa kehandalan (*reliability*) dan biaya (*life cost*) serta *retention time* adalah struktur kontrol ketiga, yaitu penutupan *blowdown valve* dan pengurangan bukaan *control valve* di keluaran *final superheater*. Struktur kontrol ketiga memiliki nilai kehandalan sebesar 3.99, nilai biaya sebesar \$ 12,073.87 dan *retention time* selama 436 s.
- *Switching logic* dibuat untuk mengalihkan struktur kontrol normal menjadi struktur kontrol alternatif ketiga. Ketika sistem mendeteksi terjadinya *complete loss* pada *control valve* di keluaran *economizer*, maka sistem akan menutup *blowdown valve* yang ada pada *steam drum* dan menutup 50% bukaan *control valve* yang terdapat di keluaran *final superheater (steam outlet line)*.
- Perubahan pada struktur kontrol alternatif ketiga adalah perubahan blok diagram dari *cascade feedforward control* menjadi *cascade control*.
- Pada *switching logic* struktur kontrol alternatif ketiga, dilakukan perubahan *logic* pada *steam outlet control valve* dan tambahan *input logic* pada *blowdown tank valve*.

5.2 Saran

Untuk penelitian berikutnya agar dapat dilakukan restrukturisasi untuk keseluruhan *Combined Cycle Power Plant*, mencakup *Gas Turbine* dan *Steam Turbine* agar mitigasi kegagalan yang dilakukan lebih efektif dan dampak restrukturisasi yang dilakukan dapat ditinjau secara menyeluruh untuk keseluruhan sistem CCPP.

DAFTAR PUSTAKA

- Beer, J. (2007). High Efficiency Electric Power Generation: the Environmental Role. *Progress in Energy and Combustion Science*, 33, 107-134.
- Ben-Daya, M., & Raouf, A. (1996). a Revised of Failure Mode and Effect Analysis. *International Journal of Quality & Reliability Management*, 13(1), 43-47.
- Blanke, M. (1996). Consistent Design of Dependable Control Systems. *Control Engineering Practice*, 32(2), 1305-1312.
- Blanke, M., Kinnaert, M., Lunze, J., & Staroswiecki, M. (2006). *Diagnosis and Fault Tolerant Control, 2nd Edition*. New York: Springer Verlag.
- Burns, D., Danielson, C., Zhou, J., & Di Cairano, S. (2018). Reconfigurable Model Predictive Control for Multievaporator Vapor Compression Systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 984-.
- Carazaz, F., Salazar, C., & Souza, G. (2016). Availability Analysis of Heat Recovery Steam Generator Used in Thermal Power Plant]. *Energy*, 36(6), 3855-3870.
- Chiesa, P., & Macchi, E. (2002). A Thermodynamic Analysis Of Different Options to Break 60% Electric Efficiency in Combined Cycle Power Plants. *Proceedings of ASME Turbo Expo* (pp. 1-16). Amsterdam: ASME.
- Choi, S., & Kim, Y. (2014). Risk Analysis and Safety Evaluation on Combustion System of Gas-Steam Combined Cycle Power Plant. *Applied Mechanics and Material* (533), pp. 354-359.
- Chrysler LLC, Ford Motor Company, General Motor Corporation. (2008). Potential Failure Mode and Effect Analysis Manual.
- El-Farra, N., Gani, A., & Christofides, P. (2004). Fault-Tolerant Control of Multi-Unit Process Systems Using Communication Networks. *IFAC Proceedings Volume 37* (9).
- El-Farra, N., Gani, A., & Christofides, P. (2004). Fault-Tolerant Control of Process Systems: Integrating Supervisory and Feedback Control Over Networks. *IFAC Proceedings Volumes 37* (1).
- Famularo, D., Franze, G., & Lucia, W. (2015). Multiple Stuck Positions Actuator Faults : a Model Predictive Based Reconfigurable Control Scheme. *Proc. IEEE 54th Annu. Conf. Decis. Control*, 5091-5096.
- Franco, A., & Russo, A. (2002). Combined Cycle Plant Efficiency Increase based

- on the Optimization of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameter. *International Journal of Thermal Sciences*, 843-859.
- Ganapathy, V. (1996). Heat Recovery Steam Generators : Understand the Basics. *Chemical Engineering Progress*, 8(92), 32-45.
- Ganapathy, V. (1996). Heat Recovery Steam Generators : Understand the Basics. *Chemical Engineering Progress (92) 8*, 32-45.
- Guenab, F., Theilliol, D., Weber, P., & Zhang, Y. (2011). Design of a Fault Tolerant Control System Incorporating Reliability Analysis and Dynamic Behaviour Constraints. *International Journal of Systems Science*, 42(1), 219-233.
- Guenab, F., Theilliol, D., Weber, P., Ponsart, J., & Sauter, D. (2005). Fault Tolerant Control Based on Cost and Reliability. *IFAC Proceedings Volume*.
- Hamza, Z., & Abdallah, T. (2015). Mapping Fault Tree into Bayesian Network in Safety Analysis of Process System. *2015 4th International Conference on Electrical Engineering (ICEE)*. Algeria.
- Huang, H., Miao, Q., Wang, P., Fan, X., & Yang, B. (2017). Fuzzy Fault Tree Analysis of Crane Wire Rope. *International Journal of Performability Engineering*, 3(4), 403-410.
- Jiang, J. (2005). Fault-tolerant Control Systems - An Introductory Overview. *Acta Automatica Sinica*, 31(1), 161-174.
- Kannan, P., Amirthgadeswaran, K., Christopher, T., & Nageswara Rao, B. (2013). Failures of High Temperature Critical Component in Combined Cycle Power Plants. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 13(4), 409-419.
- Khelassi, A., Theilliol, D., & Weber, P. (2011). Reconfigurability Analysis for Reliable Fault-Tolerant Control Design. *Int. J. Appl. Math. Comput. Sci*, 21(3), 431-439.
- Kim, B.-S., Chang, J.-C., Jung, Y.-k., & Jung, J.-j. (2010). Failure Analysis of the Super Heater Tubes of S-combined Power Plant. *Engineering Failure Analysis*, 864-872.
- Kim, K., & Zuo, M. (2018). General Model for the Risk Priority Number in Failure Mode and Effect Analysis. *Reliability Engineering & System Safety*, 169, 321-329.
- Larson, A. (2017, January 09). *PowerMag*. Retrieved February 20, 2019, from

<https://www.powermag.com/worlds-most-efficient-combined-cycle-plant-edf-bouchain/>

- Lawal, S., & Zhang, J. (2017). Actuator Fault Monitoring and Fault Tolerant Control. *International Journal of Automation and Computing in Distillation Columns*.
- Lei, X. (2017). Static and Dynamic Fault Tree Analysis with Application to Hybrid Vehicle System and Supply Chains. Iowa.
- Li, H., Zhao, Q., & Yang, Z. (2007). Reliability Modeling of Fault Tolerant Control Systems. *Int. J. Appl. Math. Comput. Sci.*, 17(4), 491-504.
- Lucia, W., Famularo, D., & Franze, G. (2018). A Set-Theoretic Reconfiguration Feedback Control Scheme Against. *IEEE TRANSACTIONS ON AUTOMATIC CONTROL, VOL. 63, NO. 8*, 2558-2565.
- Lunze, J., & H, R. J. (2008). Reconfigurable Fault-tolerant Control: A Tutorial Introduction. *European Journal of Control*, 5, 359-386.
- Mahmood, Y., Ahmadi, A., Verma, A., Srividya, A., & Kumar, U. (2013). Fuzzy Fault Tree Analysis: a Review of Concept and Application. *International Journal of System Assurance Engineering and Management*, 4(1), 19-32.
- Mahmoud, M. M., Jiang, J., & Zhang, Y. (2003). *Active Fault Tolerant Control Systems: Stochastic Analysis and Synthesis*. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Mahmoud, M., & Khalid, H. (2014). Model Prediction-BAsed Approach to Fault-Tolerant Control with Application. *IMA Journal of Mathematical Control and Information*, 1-13.
- Mokhtar, A., & Bahrin, M. (2017). Failure Analysis of High Pressure High Temperature Superheater Outlet Header Tube in HRSG. In *Failure Analysis and Prevention* (pp. 47-61). London: INTECH Publisher.
- Nelson, D. (2018). Introduction to Fault Tree Analysis. *2018 Annual Reliability and Maintainability Symposium*.
- Noura, H., Theilliol, D., Ponsart, J. C., & Chamseddine, A. (2009). *Fault-tolerant Control Systems: Design and Practical Applications*. London: Springer-Verlag.
- Othman, H., Purbolaksono, J., & Ahmad, B. (2009). Failure investigation on

- deformed superheater tubes. *Engineering Failure Analysis* 16, 329-339.
- Patton, R. J. (1997). Fault tolerant control: the 1997 situation. *IFAC Safeprocess '97*. Hull, United Kingdom: IFAC.
- Plis, M., & Rusinowski, H. (2015). Mathematical Modelling of Single Pressure Heat Recovery Steam Generator. *2015 16th International Carpathian Control Conference (ICCC)*. Hungary.
- Plis, M., & Rusinowski, H. (2017). Adaptive Simulation Model of a Double-Pressure Heat Recovery Steam Generator for Current Optimization in Control Systems. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 53(1), 530-537.
- Prayogo, G., Haryadi, G., Ismail, R., & Kim, S. (2016). Risk Analysis of HRSG with Semi Quantitative Risk Based Inspection API 581. *AIP Conference Proceedings*.
- Ruijters, E., & Stoelinga, M. (2015). Fault Tree Analysis : A Survey of the State of the Art in Modeling, Analysis and Tools. *Computer Science Review*, 15-16, 29-62.
- Sabouhi, H., Fotuhi-Firuzabad, M., & Dehghanian, P. (2016). Identifying Critical Components of Combined Cycle Power Plants for Implementation of Reliability-centered Maintenance. *CSEE JOURNAL OF POWER AND ENERGY SYSTEMS, VOL. 2, NO. 2.,* 87-97.
- Silvianita, & Suntoyo. (2017). Project Delay Analysis of HRSG. *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*.
- Staroswiecki, M., & Gehin, A. (2001). From control to supervision. *Annual Reviews in Control*, 25(1), 1-11.
- Su, X., Shi, P., Wu, L., & Song, Y.-D. (2016). Fault Detection Filtering for Nonlinear Switched Stochastic Systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 1310-1315.
- Tanrioven, M., Wu, Q., Turner, D., Kocatepe, C., & Wang, J. (2004). A New Approach to Real-Time Reliability Analysis of Transmission System Using Fuzzy Markov Model. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 26(10), 821-832.
- Wu, N., & Klir, G. (2000). Optimal Redundancy Management in Reconfigurable

- Control Systems based on Normalized Nonspecificity. *International Journal of Systems Science*, 31(6), 797-808.
- Xiao, B., Yin, S., & Gao, H. (2018). Reconfigurable Tolerant Control of Uncertain Mechanical Systems With Actuator Faults : A Sliding Mode Observer-Based Approach. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1249-1258.
- Yu, H., James, B., & Naigang, C. (2015). Adaptive Fault Tolerant Control of Spacecraft Attitude Dynamics with Actuator Failures. *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, 1-19.
- Yu, X., & Jin, J. (2015). A Survey of Fault-Tolerant Controllers based on Safety-Related Issues. *Annual Reviews in Control*(39), 46-57.
- Zhang, Y., & Jiang, J. (2006). Issues on Integration of Fault Diagnosis and Reconfigurable Control in Active Fault-Tolerant Control Systems. *the 6th IFAC symposium on fault detection, supervision and safety for technical processes* (pp. 1437-1448). Beijing, Cina: IFAC.
- Zhang, Y., & Jiang, J. (2008). Bibliographical review on reconfigurable fault-tolerant control systems. *Annual Reviews in Control*, 32(2), 229-252.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

PROFIL PENULIS



Widya Prapti Pratiwi lahir di Tuban 20 Februari 1990 dari pasangan Bapak Mugiyo dan Ibu Sri Rahayu. Penulis merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Sejak berusia 7 bulan, penulis pindah ke Kota Bekasi.

Penulis memulai pendidikan dasar di SD Tunas Jakasampurna Bekasi selama 6 tahun dan lulus tahun 2002, penulis melanjutkan pendidikan tingkat pertama di SMP Negeri 252 Jakarta selama 3 tahun. Setelah lulus tahun 2005, penulis melanjutkan pendidikan di SMA Negeri 81 Jakarta. Lulus SMA di tahun 2008, penulis melanjutkan pendidikan di Jurusan Teknik Fisika ITB dan lulus di tahun 2012. Penulis memiliki pengalaman berkarir sebagai *instrument engineer* di PT Tripatra Engineers and Constructors sejak tahun 2013 hingga 2015 dalam proyek pembangunan fasilitas kilang Banyu Urip, Blok Cepu. Penulis kemudian melanjutkan karir sebagai *piping system engineer* di GE Power Surabaya sejak tahun 2015 hingga akhir 2017. Penulis terlibat aktif dalam beberapa proyek dan tender pembangkit listrik terutama berkaitan dengan HRSG. Di tahun 2018, penulis melanjutkan studi di program Pascasarjana Jurusan Teknik Fisika ITS bidang keahlian Rekayasa Instrumentasi Industri. Dalam waktu luangnya, penulis mengembangkan kegemaran memasaknya dan membagikannya dalam laman Instagram @pawonwidiwe. Penulis dapat dihubungi melalui email widyappratiwi@gmail.com.