TESIS-TM142502

PENGARUH SUDUT BLADE FAN RADIATOR GAS TURBIN GENERATOR TERHADAP PERFORMANSI AUXILIARY COOLING WATER SYSTEM

ERRYAWAN KUSUMA
21116207702

DOSEN PEMBIMBING
Dr.Ir. Agus Sigit Pramono DEA

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN MANAJEMEN ENERGI
KERJASAMA PT PJB
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOVEMBER
SURABAYA
2018

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

TESIS-TM142502

EFFECT OF FAN BLADE ANGLE RADIATOR GAS TURBIN GENERATOR ON PERFORMANCE AUXILIARY COOLING WATER SYSTEM

ERRYAWAN KUSUMA
21116207702

SUPERVISOR
Dr.Ir. Agus Sigit DEA

MASTER PROGRAM
FIELD STUDY OF ENERGY MANAGEMENT
IN COOPERATION WITH PT.PJB
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2018

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN
TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (M.T)
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
Erryawan Kusuma
NRP. 021116207702

Tanggal Ujian: 20 Juli 2018
Periode Wisuda: September 2018

Disetujui oleh:

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. (Pembimbing)
   NIP: 196508101991021001

2. Arif Wahjudi, ST. MT. Ph D.. (Penguji)
   NIP: 197303222001121001

3. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST. M.Eng. Sc (Penguji)
   NIP: 198005202005011003

4. Dr. Eng. Sutikno, ST. MT. (Penguji)
   NIP: 197407032000031001

Dekan Fakultas Teknologi Informasi

Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T., M.T.
NIP. 196905071995121001

PENGARUH SUDUT BLADE FAN RADIATOR GAS TURBIN GENERATOR TERHADAP PERFORMANSI AUXILIARY COOLING WATER SYSTEM

Nama Mahasiswa : Erryawan Kusuma
NRP : 2116207702
Pembimbing : Dr.Ir. Agus Sigit DEA

ABSTRAK

System ACWS (Auxiliary Cooling Water System) pada GTG 1.3 (Gas turbin Generator Blok 1 No 3) UP Muara Karang menurun kehandalnya karena 4 fan radiator harus beroperasi akibat naiknya temperatur udara ambient dan bertambahnya interval inspeksi dari setiap 8000 EOH (Equivalent Operating Hours) menjadi 32.000 EOH setelah dilakukan Upgrade. ACWS merupakan salah satu peralatan pendukung dari gas turbin yang berfungsi sebagai pendingin.jika temperatur air keluar radiator lebih dari 46◦C saat beban 100 MW akan timbul alarm dari akibat temperatur Minyak pelumas mencapai 68◦C dan Gas Turbin akan diturunkan bebannya 15-25 MW agar temperatur Minyak pelumas tidak naik ke tempetaur Trip di 73◦C. Penelitian ini bertujuan untuk mengoptimalkan kinerja Radiator ACWS dengan meningkatkan mass flow udara cooling fan dengan merubah sudut blade fan agar bisa beroperasi dengan 3 fan on dan 1 fan standby sehingga keandalan dan effisiensi unit bisa terjaga.

Penelitian ini diawali dengan pengambilan data eksperimen kecepatan udara dan ampere motor pada sudut blade cooling fan eksiting dikurangi atau ditambah 2◦ tiap pengukuran di GTG1.2 yaitu 11◦, 13◦(eksisting), 15◦, 17◦, dan 19◦ dan data operasi diambil dari GTG1.3, kemudian disimulasikan mengunakan software Cycle Tempo pengaruh penambahan mass flow udara akibat perubahan sudut blade fan terhadap temperature outlet radiator serta pemakaian power motor dengan 3 fan on dan input parameter operasi saat kondisi temperature outlet radiator ACWS 46◦C.

Hasil dari penelitian ini, validasi hasil perhitungan data eksperimen dan numerik memiliki error dibawah 5%, dengan penambahan sudut blade fan maksimal yang bisa dilakukan adalah 19◦, juga di dapat pada sudut 16.7◦ dengan operasi 3 dari 4 fan on output temperature radiator sebesar 46◦ dan panas yang dibuang sebesar 627.2 kW dimana nilai ini adalah nilai yang sama dengan kondisi eksisting sekarang. Dari pola operasi 3 dari 4 fan on dengan sudut 16. 7◦ keandalan ACWS meningkat karena adanya fan yang standby operasi serta didapat penghematan memakaian power motor fan sebesar 14,920 Watt

Kata kunci : *Temperatur radiator, Cooling fan ,sudut serang blade fan,Mass flow udara, standby operasi*

THE EFFECT OF FAN BLADE RADIATOR GAS TURBIN GENERATOR ANGLE ON AUXILIARY COOLING WATER SYSTEM PERFORMANCE

By	: Erryawan Kusuma
Student Identity Number	: 2116207702
Supervisor	: Dr.Ir. Agus Sigit DEA

ABSTRACT

The Auxiliary Cooling Water System (ACWS) on GTG 1.3 (Gas turbine Generator Blok 1 No 3) UP MuaraKarang has declined of reliability because 4 fans radiator must be operated due to incresing ambient air temperature and increase inspection interval from 8000 EOH (Equivalent Operating Hours) become 32.000 EOH after Upgrade in turbin part. ACWS is one of the supporting equipments of gas turbine that serves as cooling. If radiator water outlet temperature flow over 46^{o}C at 100 MW load it will arise alarm from result of temperature Lubricant oil reach 68^{o}C and Gas Turbine will be lowered its load 15-25 MW to avoid temperature of Oil lubricant did not reach to Trip temperature at 73^{o}C. This study aims to optimize Radiator ACWS performance by increasing the cooling fan air mass flow by changing the fan blade angle so it can be operated with 3 fans on and 1 fan standby so that the reliability and efficiency of the unit can be maintained.

This research began with taking data of air velocity experimental and motor current at reduced or added blade fan angle 2^{o} each measurement at GTG1.2 at 11^{o}, 13^{o} (existing), 15^{o}, 17^{o}, and 19^{o} with operation data taken from GTG1.3. Then it will simulated by Cycle Tempo software and will be analyzed how the influence the addition of air mass flow due to the change of the blade fan angle to the radiator water outlet temperature and the power consumption of the motor with 3 fan operated with input operating parameters when the temperature condition of outlet radiator ACWS 46^{o}C.

The results of this study, validation of experimental and numerical data calculations have errors below 5%. The maximum angle of fan blade that can be set is until 19^{o}. At 16.7^{o} with operation 3 of 4 fan on, radiator temperature output is 46^{o} and heat disposed is 627.2 kW where this value is the same value as the current condition. With operating 3 of 4 fan with the angle 16.7^{o}, reliability of ACWP system increase because of one fan standby on operation and obtained saving usage of motor fan power equal to 14,920 Watt.

Keywords: *Radiator outlet temperature , Cooling fan , blade fan angle, Air mass flow , standby operation*

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah segala puji dan syukur kehadirat **Allah SWT**, Tuhan yang maha esa yang selalu memberi anugerah tiada tara pada penulis hingga mampu menyelesaikan Tesis ini dengan judul " Pengaruh Sudut Blade Fan Radiator Gas Turbin Generator Terhadap Performansi Auxiliary Cooling Water System".

Keberhasilan penulisan Tesis ini tentu tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. **Bapak Ibu** yang senantiasa memberi dukungan, semangat dan doa.
2. **Widya Ningsih**, Istriku, terima kasih ‘bu’ buat kesabaran, motivasi, dukungan dan doa-doanya selama ini.
3. **Alfira Aliya Kusuma dan Dede** diperut ibu, Anak-anak yang paling bapak sayangi yang selalu menghibur hati dan memberikan semangat baru.
4. **Mas Devy, Mbak Ary, Yanu, Pipit dan Fian**, terimakasih doa, dan bantuannya.
5. Kunto Wibisono dkk, makasih banyak support dan dukungannya
6. Semua teman-teman angkatan 1, S2 ini, makasih banyak atas kerjasamanya dan kekompakannya.
7. Bapak Dr.Ir. Agus Sigit DEA., selaku dosen pembimbing yang telah banyak membantu dan memberikan saran dan motivasinya hingga terselesaikan penulisan Tesis ini.
8. Arif Wahjudi, ST. MT. Ph D., Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST. M.Eng. Sc., MT., Dr. Eng. Sutikno, ST. MT. selaku dosen penguji yang memberi banyak arahan dan masukan
9. Para dosen pengajar, seluruh staf dan karyawan ITS program S2 ini
10. Seluruh jajaran direksi PT. PJB yang telah memberikan kesempatan kepada penulis untuk belajar dan menuntut ilmu di Teknik Mesin FTI ITS Surabaya.
11. UP Muara Karang dan UP Paiton, seluruh rekan-rekan, Mesin Blok 1, staf dan management yang telah banyak membantu dan mensupport

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL i
LEMBAR PENGESAHAN v
ABSTRAK vi
ABSTRACT vii
KATA PENGANTAR viii
DAFTAR ISI ix
DAFTAR GAMBAR xi
DAFTAR TABEL xiii
DAFTAR SIMBOL xiv
DAFTAR LAMPIRAN xvi
BAB 1. PENDAHULUAN
1.1. Latar Belakang 1
1.2. Perumusan Masalah 3
1.3. Tujuan Penelitian 4
1.4. Batasan Masalah 5
1.5. Manfaat Penelitian 5
BAB 2. KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI
2.1 Auxiliary Cooling Water System 7
2.2 Air Cooled Heat Exchanger (ACHE) 15
2.3 Penelitian Terdahulu 16
2.3.1 Meningkatkan Performa Air-Cooled Heat Exchanger (ACHE) 16
2.3.2 Efek Sudut Sudu Serangan Dan Rasio Hub Terhadap Ujung Pada Aliran Massa Tingkat Di Kipas Aksial Pada Kecepatan Rotasi Tetap 18
2.4 Setting Sudut Blade 19
2.5 Perhitungan Daya Motor 20
2.6 Peralatan Pengambilan Data Lapangan 20
2.7 Pemilihan Software untuk Pemodelan 24
2.8 Perpindahan Panas di Radiator 37

2.9 Persamaan Pada Splitter 39
2.10. Persamaan Pada Mixer 40
BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN
3.1 Tahap-tahap Penelitian 41
3.2 Permodelan di Cycle Tempo 44
3.3 Diagram Alir Penelitian 46
3.4 Alokasi Waktu Penelitian 48
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN
4.1 Data Perhitungan 49
4.1.1 Pengambilan Data Kecepatan Udara tiap Variasi Sudut Blade .. 49
4.1.2 Perhitungan Massa Aliran Udara 51
4.1.3 . Perhitungan Perpindahan Panas Eksisting 52
4.2. Permodelan system ACWS di Cycle Tempo 54
4.2.1. Off-Design Radiator 56
4.3. Perhitungan Numerik Cycle Tempo Variasi Massa aliran Udara . 58
4.3.1 Simulasi 3 fan pada sudut blade 13^{o} 59
4.3.2 Simulasi 3 fan pada sudut blade 15^{o} 59
4.3.3 Simulasi 3 fan pada sudut blade 17^{o} 60
4.3.4 Simulasi 3 fan pada sudut blade 19^{o} 60
4.4 Analisa dan Pembahasan 61
4.4.1 Pengaruh variasi Sudut Blade terhadap Temperatur outlet Radiator 61
4.4.2 Pengaruh variasi Sudut Blade terhadap Panas yang di Buang 62
4.3.3 Ampere Motor pada Variasi Sudut Blade 64
BAB 5 KESIMPULAN
5.1 Kesimpulan 67
5.2 Saran 67
DAFTAR PUSTAKA 71
LAMPIRAN 73
BIODATA 83

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Interval Inspeksi GTG 13 sebelum dan sesudah Upgrade 2
Gambar 1.2 Ilustrasi beban panas dan kemampuan Cooling Fan 4
Gambar 2.1 Skema ACWS 8
Gambar 2.2. Piping Cooling Water System (off-base) 9
Gambar 2.3 Cooling Water Pump 10
Gambar 2.4. Heat Exchanger pada Sistem Pelumasan 11
Gambar 2.5. Cooling Air Fan Radiator 12
Gambar 2.6. Gambar Detail Cooling Air Fan 13
Gambar 2.7. Radiator fin tube 14
Gambar 2.8. Komponen ACHE 15
Gambar 2.9. Proses perpindahan panas di Finned Tube ACHE 16
Gambar 2.10. Grafik flow rate pada variasi angle of attact dengan rasio hub to tip 0.2 pada kecepatan 200 rad/sec dengan jumlah blade yang berbeda 18
Gambar 2.11. Fan ACWS (GE,MS 9000 Service Manual Turbin Accessories and Generator, GEK-98786, Volume 1) 19
Gambar 2.12. Gambar Bagian Fan ACWS (GE,MS 9000 Service Manual Turbin Accessories and Generator, GEK-98786, Volume 1) 19
Gambar 2.13. Digital Level 21
Gambar 2.14. Digital Anemometer 22
Gambar 2.15. Ultrasonic Flowmeter Katflow 220 22
Gambar 2.16. Fluke High-Temperature Infrared Thermometer 23
Gambar 2.17. Efisiensi elektromotor termasuk efisiensi mekanis dari motor dan pompa sebagai fungsi dari daya pada poros pompa 25
Gambar 2.18. Penentuan medium primer dan skunder Heat Exchanger 27
Gambar 2.19. Profil Garis Temperatur Heat Exchanger 29
Gambar 2.20. DELTH/DELTL pada off-design 30
Gambar 2.21. System ACWS di Cycle Tempo 37

Gambar 2.22. Type dan Diagram Radiator ACWS 37

Gambar 2.23. Radiator di Cycle Tempo 38
Gambar 2.24. Pipa Diagram Splitter 39
Gambar 2.25. Pipa Diagram Mixer 40
Gambar 3.1. Grafik beban, Tambient, Tout oli, Talarm dan T trip terhadap jam 42
Gambar 3.2. Posisi pengambilan data 43
Gambar 3.3. Permodelan System ACWS Dengan Cycle Tempo 45
Gambar 3.4. Permodelan Radiator dengan Cycle Tempo 46
Gambar 3.5 Diagram Alir Penelitian 47
Gambar 4.1 Grafik kecepatan dan Arus motor terhadap Sudut blade 50
Gambar 4.2 Diagram Alir Radiator 52
Gambar 4.3 Running ACWS di Cycle Tempo 54
Gambar 4.4 Running Radiator di Cycle Tempo 55
Gambar 4.5 Input Parameter Off Design parameter Radiator 56
Gambar 4.6 Running Off Design Radiator 4 Fan 57
Gambar 4.7 Input dan Running Off Design Radiator 3 fan sudut blade 13^o 59
Gambar 4.8 Input dan Running Off Design Radiator 3 fan sudut blade 15^o 59
Gambar 4.9 Input dan Running Off Design Radiator 3 fan sudut blade 17^o 60
Gambar 4.10 Input dan Running Off Design Radiator 3 fan sudut blade 19^o 60
Gambar 4.11 Grafik temperatur outlet radiator terhadap sudut blade 61
Gambar 4.12 Grafik $\dot{q}$ (Kw) per Bay dengan variasi sudut blade 63
Gambar 4.13 Grafik $\dot{q}$ total (kW) 3 fan per variasi sudut blade dan 4 fan dengan sudut eksisting 64
Gambar 4.14 Grafik ampere motor terhadap sudut blade 65

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Penambahan kapasitas berbagai ACHE dengan kenaikan 10% aliran udara 16
Tabel 2.3. Efek metode upgrade ACHE terhadap performa dan cost 17
Tabel 3.1. Loogsheet GTG 13 41
Tabel 3.2. Alokasi waktu penelitian 48
Tabel 4.1. Data Pengukuran Kecepatan dan Arus Motor terhadap variasi sudut blade Fan A GTG 1.2 49
Tabel 4.2. Perhitungan massa aliran udara pada fan dengan variasi sudut blade . 51
Tabel 4.3. Input Parameter ACWS di Cycle Tempo 54
Tabel 4.4. Heat Exchanging Equipment 56
Tabel 4.5. Validasi perhitungan terhadap runnng system di Cycle Tempo 58
Tabel 4.6. Massa Alir tiap bay dengan variasi jumlah fan operasi 58
Tabel 4.7. Tabel outlet temperatur dengan variasi sudut blade 61
Tabel 4.8. Tabel $\dot{q}$ per Bay Radiator setiap variasi sudut blade 63

DAFTAR SIMBOL

VVIP	=	Very Very Important Person
MW	=	Mega Wattv
GTG 1.1	=	Gas Turbin Generator Blok 1 no 1
GTG 1.2	=	Gas Turbin Generator Blok 1 no 2
GTG 1.3	=	Gas Turbin Generator Blok 1 no 2
STG1.0	=	Steam Turbin Generator Blok 1
AGP	=	Advance Gas Path
ACWS	=	Auxiliary Cooling Water System
CFD	=	Computational Fluid Dynamics
LNG	=	Liquid Natural Gas
EOH	=	Euqivalent Operating Hours
PLTGU	=	Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap
Off-Base	=	Di luar pondasi Gas Turbin
On-Base	=	Di dalam pondasi Gas Turbin
VTR2-1	=	Temperature actuated 3-way valve No 2-1
VTR1-1	=	Temperature actuated 3-way valve No 1-1
HP	=	Horse Power
ACHE	=	Air Cooled Heat Exchanger
Blade	=	Sudu Fan
ACW	=	Auxiliary Cooling Water Pump
PIN	=	Pressure Input (Bar atau Mpa)
Pout	=	Pressure output (Bar atau Mpa)
Tin	=	Temperatur Input (^oC)
Tout	=	Temperatur Output (^oC)
DELT	=	Kenaikan atau penurunan temperature sisi inlet dan outlet (^oC)
ETHAI	=	Effiseinsi Isentropik
ETHAM	=	Effiseinsi Mekanik

ETHAE	=	Effiseinsi Electrical
DELP	=	Kerugian Tekanan Aliran (Bar atau Mpa)
h	=	Entalphy (Bar atau Mpa)
EEQCOD 1	=	Energy Energy untuk menghitung aliran massa
EEQCOD 2	=	Energy Energy untuk menghitung Enthaphy
UA	=	heat transfer rate
DELTH	=	Perbedaan Temperatur Tout1 dan Tin 2 (^oC)
DELTL	=	Perbedaan Temperatur Tout2 dan Tin 1 (^oC)
RPSM	=	Rasio antara aliran massa primer dan sekunder
DELE	=	Aliran energy ke lingkungan (losses)(Kw)
Δp	=	Perbedaan tekanan (bar atau Mpa)
DSMAS1	=	Desain aliran massa sisi primer (kg / s)
DSMAS2	=	Desain aliran massa sisi sekunder (kg / s)
Φm	=	Mass Flow (kg/s)
ESTMAS	=	Estimasi mass flow rate (kg/s)
DELV	=	Aliran volume dari atau ke system (m3/s)
DELVN	=	Aliran volume pada kondisi normal (1.01325 bar, 0 °C) dari atau ke system
Xout	=	Fraksi uap pada outlet
DTSUBC	=	Perbedaan antara temperature saturated liquid dan aktual temperature (K)
DTSUPH	=	Perbedaan antara aktual temperature dan temperature saturated vapor (K)
RMASS1	=	Perkiraan awal untuk semua aliran massa
Cp	=	Kapasitas Panas (Kj/kg)
$\dot{m}$	=	Massa Aliran (Kg/s)
$\dot{q}$	=	Heat Transfer Rate (Kw)
Re	=	Reynold Number
Pr	=	Prandtl Number
ΔT_{LMTD}	=	log mean temperature difference

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1 Sistem Off-base ACWS 71

Lampiran 2 Sistem On-base ACWS 72

Lampiran 3. Spesifikasi Radiator 73

Lampiran 4. Parameter Pengukuran Cooling Fan 74

Lampiran 5. Spesifikasi Fan Motor 74

Lampiran 6. Table Propertis Air 75

Lampiran 7. Balde Overload..... 76

Lampiran 8 Computer-Aided Thermodynamic Table (CATT)..... 77

Lampiran 9 Sum Squre Error dan Interval Confidence Fungsi Regresi Grafik Gambar 4.11 78

Lampiran 10 Sum Squre Error dan Interval Confidence Fungsi Regresi Grafik Gambar 4.13 79

Lampiran 11 Sum Squre Error dan Interval Confidence Fungsi Regresi Grafik Gambar 4.14 80

Lampiran 12 Grafik viscositas DTE Oil Ligt terhadap temperature 81

Bab 1

Pendahuluan

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

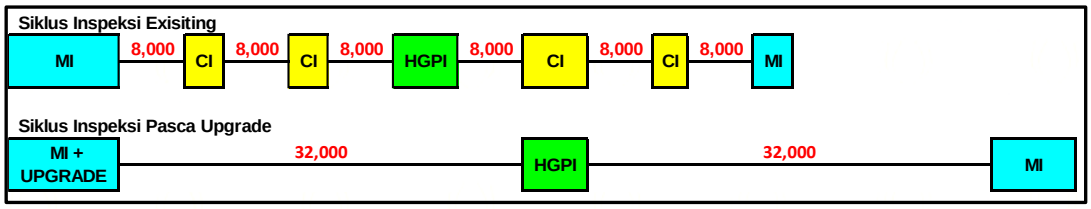
PT. Pembangkitan Jawa Bali merupakan perusahaan penghasil listrik. Salah satu unit pembangkit yang memiliki nilai krusial yaitu adalah Unit pembangkitan Muara Karang karena berperan utama dalam memenuhi kebutuhan listrik ibukota Jakarta, terutama daerah-daerah VVIP seperti Istana Negara, Gedung MPR/DPR dan lain-lain. Unit pembangkitan Muara Karang dengan kapasitas total 1625 MW. Terdiri dari 3 Blok pembangkit yaitu blok 1 kapasitas 500 MW, Blok II kapasitas 725 MW dan Blok 45 kapastias 400 MW. Mengingat pentingnya area yang disupply, Unit Pembangkitan Muara Karang dituntut untuk menghasilkan listrik yang handal,cepat dan effisien

Blok 1 terdiri dari 3 buah Gas Turbine (GTG1.1, GTG1.2 dan GTG 1.3) yang masing-masing memiliki kapasitas daya sebesar 105 MW dan 1 buah Steam Turbine (STG1.0) dengan kapasitas daya 185 MW (Total 500 MW).

Untuk meningkatkan daya output, effisiensi dan availability maka Blok 1 dilakukan Upgrage di sisi combuster dan turbin pada salah satu unitnya yaitu GTG1.3 pada tahun 2016 dengan Advanced Gas Path (AGP)[1] dan Extendor[2] pada combuster, hal ini memberikan keuntungan antara lain :

- Menaikkan 2% output saat combined cycle/3.8% saat simple cycle
- Menaikan 2% effisiensi bahan bakar saat combined cycle/0.9% saat simple cycle
- Menaikan interval maintenance dari 8000 jam operasi ke 32,000-jam operasi atau 1,200 start, sehingga memperpanjang interval inspeksi 33%

Dengan interval inspeksi GTG1.3 yang meningkat dari awalnya setiap 8000 jam operasi menjadi 32.000 jam operasi (4 x lipat) seperti terlihat di Gambar 1.1, maka perlu dilakukan perubahan-perubahan maintenance di peralatan bantu (Auxiliary) GTG.13 agar selama periode operasi 32.000 jam diupayakan tidak ada ganguan dari alat bantu tersebut yang membuat performa GTG1.3 turun.



Gambar 1.1 Interval Inspeksi GTG 13 sebelum dan sesudah Upgrade

ACWS (Auxiliary Cooling Water System) merupakan salah satu peralatan bantu dari gas turbin yang berfungsi untuk mendinginkan Minyak pelumas,Generator,udara Atomizing dan tumpuan (Support) turbin dimana ada equipment yang memiliki interval maintenace setiap 8.000 jam yaitu Cooling Fan. Cooling Fan berfungsi untuk menghisap udara pendingin Radiator, Radiator terdiri dari 2 bay, dan setiap bay memiliki 2 fan,sehingga total berjumlah 4 buah yang beroperasi semua (tidak ada unit fan cadangan). Kemampuan Radiator dalam membuang panas sangat penting karena salah satu komponen yang didinginkan oleh ACWS yaitu minyak pelumas memiliki batasan operasi dimana jika temperatur pelumas mencapai **68**^{o}C akan timbul alarm dan trip jika mencapai 73^{o}C. Akibat kenaikan suhu udara sekitar dan juga adanya penurunan performa dari Radiator ACWS. Kondisi saat ini jika satu cooling fan mati disaat beban 100 MW dan temperatur udara sekitar diatas 34 ^{o}C, maka tiga fan yang operasi tidak mampu menjaga temperatur minyak pelumas dibawah temperatur alarm dan Gas Turbin harus diturunkan bebannya 15-25 MW agar temperatur Minyak pelumas tidak naik ke tempetaur Trip di 73^{o}C. Untuk penanganan emergency agar unit tidak turun beban pada kasus ini telah dibuat oleh divisi pemeliharaan mesin blok 1 peralatan spray air disisi udara masuk radiator untuk menurunkan temperatur. Dari kondisi inilah ide penelitian dilakukan dengan mengoptimalkan kemampuan cooling fan agar Radiator ACWS mampu membuang panas saat beban maksimal dan temperatur udara tinggi dengan tiga cooling fan tanpa ada kenaikan temperatur minyak pelumas.

Dari penelitian terdahulu oleh Steve Boes, P.E.(2017)[3] dengan menambah sudut serang fan akan menaikan aliran udara sejauh tidak sampai terjadi effek stall dan power motor masih mencukupi.

Mohammad J. Izadi dan Alireza Falahat (2008)[4] melakukan penelitian terhadap efek angle of attack dan hub tip rasio pada laju aliran massa fan axial dengan kecepatan putaran konstan, dengan mengunakan CFD dalam analisisnya dengan variasi blade angle 30 sampai 70 derajat diperoleh maksimum laju aliran pada sudut 45 samai 50 derajat dan selanjutnya akan mulai menurun seiring dengan kenaikan angle of attack

1.2 Perumusan Masalah

Akibat dari bertambahnya interval inspeksi di GTG 13 akibat Upgrade yang dilakukan menjadikan ACWS menjadi kurang handal pada salah satu peralatannya yaitu cooling fan radiator, dimana cooling fan radiator ini memiliki interval penggantian bearing, fan belt satu tahun sekali berbarengan dengan siklus combustion inspection.

Kondisi saat ini ke empat cooling fan beroperasi penuh, dan jika salah satu cooling fan tersebut mengalami kerusakan akan mengakibatkan alarm pada temperatur lube oil dan beban akan diturunkan 15 sampai 25 MW sampai temperatur lube oil tersebut turun.

Kondisi ini diakibatkan oleh menurunnya kapasitas pendinginan dari radiator oleh karena naiknya suhu sekitar dan juga menurunnya performa fin tube. Dari literatur dan referensi yang ada, kemampuan radiator dalam melepas panas dapat ditingkatkan dengan melakukan pengaturan sudut serang blade cooling fan sehingga laju aliran massa udara fan naik. Hal yang perlu di analisis adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh penambahan sudut blade fan radiator setiap 2 derajat terhadap kapasitas udara hisap Radiator
2. Bagaimana pengaruh penambahan kapasitas udara terhadap kemampuan radiator dalam melepas panas dengan 3 fan beroperasi serta mengetahui seberapa besar kemampuan maksimal dari fan dalam melepas panas.
3. Melalui cycle tempo di simulasikan variasi penambahan kapasitas udara dengan 3 fan beroperasi terhadap temperatur air keluaran Radiator dengan nilai maksimal adalah temperatur keluaran saat ini yaitu 46^{o}C

4. Seberapa besar pemakaian daya total fan 3 fan dengan penambahan sudut blade fan.

1.3 Tujuan Penelitian

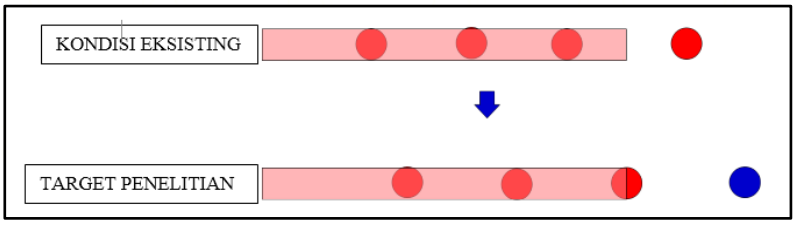
Adapun tujuan penelitian ini dibagi menjadi dua yaitu :

a. Tujuan umum

Penelitian ini bertujuan menjaga ACWS agar keandalan dan effisiensi operasi serta maintenace GTG 1.3 tetap optimal selama interval maintenance yang baru

b. Tujuan khusus

- Memperoleh data pengaruh penambahan sudut blade fan radiator setiap 2 derajat terhadap kapasitas udara hisap Radiator
- Mendapatkan data pengaruh penambahan kapasitas udara terhadap kemampuan radiator dalam melepas panas dengan 3 fan beroperasi sehingga diharapkan radiator existing agar bisa beroperasi dengan 3 Fan dan 1 fan standby seperti diilustrasikan pada gambar 1.2, serta mengetahui seberapa besar kemampuan maksimal radiator dalam membuang panas.



Gambar 1.2 Ilustrasi beban panas dan kemampuan Cooling Fan

- Melalui cycle tempo di simulasikan variasi penambahan kapasitas udara dengan 3 fan beroperasi terhadap temperatur air keluaran Radiator dengan nilai maksimal adalah temperatur keluaran saat ini yaitu 46^{o}C
- Mendapatkan total pemakaian daya fan 3 fan dengan penambahan sudut blade fan.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diambil dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Parameter operasi saat temperatur lube oil header paling dekat dengan temperatur alarm (68^oC) menjadi nilai yang menjadi target pada penelitian kali ini.
2. Kondisi cooling fan Radiator GTG 12 dan GTG 13 dianggap serupa dan pengambilan data dan pengujian cooling fan diambil dari GTG 12 karena kondisi GTG 13 selalu operasi dan GTG 12 sering standby.
3. Data operasi diambil dari GTG 13.
4. batasan pengaturan sudut serang blade adalah kapasitas ampere motor maksimal 39 ampere dan terjadinya stall pada fan.
5. Penelitian dilakukan berdasar aspek Thermodinamika.
6. Perubahan pola operasi dari Radiator tidak diperhitungkan dalam penelitian ini.
7. System ACWS dimodelkan dengan software Cyle Tempo 5.1.
8. Radiator mengunakan permodelan Heat Exchenger dan cooling fan menggunakan source.
9. Data lain yang diperlukan diambil dari literatur lain yang dianggap relevan.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang ingin diperoleh dari penelitian ini adalah:

1. Radiator dapat beroperasi dengan 3 cooling fan dan 1 standby.

2. Saat terjadi kegagalan salah satu cooling fan, unit terhindar dari penurunan beban karena ada cooling fan yang standby.

3. Meski interval inspeksi GTG 13 menjadi 32.000 EOH, Jadwal pemeliharaan di cooling fan radiator tiap 8000 jam bisa dilakukan sehingga keandalan system ACWS tetap terjaga.

4. Penghematan power listrik.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

Bab 2

Tinjauan Pustaka

BAB 2
KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Auxiliary Cooling Water System

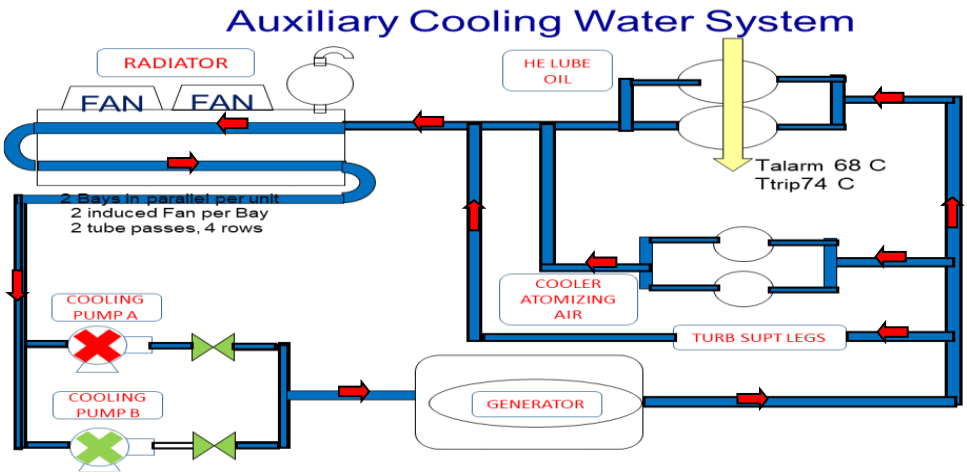
Auxiliary Cooling Water System (ACWS) adalah sistem pendinginan pada gas turbin, yaitu untuk mendinginkan minyak pelumas turbin, sistem pendingin generator, precooler udara atomizing, dan tumpuan turbin. Pada sistem pelumasan, temperatur minyak bisa sangat tinggi karena adanya gesekan antara shaft dengan bearing, maka dari itu perlu dilakukan pendinginan terhadap minyak pelumas yang temperaturnya naik, hal ini dimaksudkan untuk menjaga kinerja dari pelumas tersebut, agar tetap baik.

Sistem air pendingin pada PLTG Muara Marang Blok 1, merupakan sistem air tertutup yaitu media pendinginan yang telah digunakan dimanfaatkan kembali sebagai media pendinginan. Pada sistem ini akan terjadi losses pada media pendingin. Sistem ini didesign untuk mengakomodasi kebutuhan pembuangan panas dari sistem minyak pelumas turbin dan generator, sistem pendingin generator, precooler udara atomizing, dan tumpuan turbin.

Sistem air pendingin terdiri dari komponen-komponen off-base (lampiran 1) dan off-base (lampiran 2). Komponen-komponen on-base terdiri dari heat exchanger minyak pelumas pada accessory base, heat exchanger udara atomizing, heat exchanger pendingin generator, flow regulating valve, orifice dan valve-valve lain. Sedangkan yang termasuk komponen off-base adalah satu modul radiator fin tube pendingin air, dua buah cooling water pump, empat buah cooling air fan, valve-valve dan rangkaian flow control device.

ACWS pada gas turbin di PLTG Muara Karang blok1 mempunyai beberapa fungsi yaitu:

1. Sebagai pendingin hidrogen pada generator
2. Mendinginkan tumpuan turbin (kaki turbin)
3. Sebagai pendingin udara atomizing.
4. Sebagai pendingin minyak pelumas turbin dan generator.

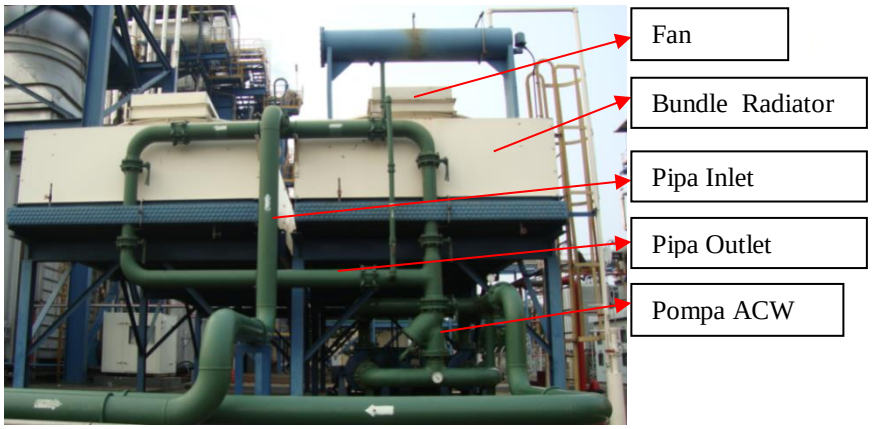


Gambar 2.1 *Skema ACWS*

Prinsip kerja dari ACWS adalah:

Dari Gambar 2.1. Air pendingin pertama-tama disirkulasikan melalui empat *heat exchanger* generator dari sistem pendingin udara. Panas dari aliran udara didalam *casing* generator ditransfer ke empat *heat exchanger* yang didinginkan oleh air pendingin yang disirkulasikan melewati keempat *heat exchanger* tersebut. Air pendingin kemudian disirkulasikan melewati water jaket di sekitar tumpuan turbin, jika tumpuan turbin ini tidak didinginkan, maka tumpuan turbin bisa memuai dan menyebabkan *misalignment* turbin-generator. Air pendingin juga disirkulasikan melewati *precooler* udara atomozing, untuk sistem pendinginan udara atomizing terdapat satu buah *heat exchanger*. Aliran air pada sistem pendingin udara atomizing diatur oleh temperatur *regulator valve* VTR2-1, setelah itu air pendingin juga disirkulasikan melewati *heat exchanger* minyak pelumas untuk menjaga temperatur pelumas sesuai dengan yang dibutuhkan untuk melumasi *bearing* turbin-generator secara efektif, pada sistem pendinginan minyak pelumas. Aliran air diatur oleh temperatur *regulator valve* VTR1-1, yang bekerja apabila temperatur header minyak pelumas tinggi maka sensor temperatur akan memberikan signal pada VTR1-1 agar *energize* dan aliran air pendingin akan disirkulasikan semua ke *heat exchanger* minyak pelumas. Kedua regulator valve tersebut kondisi saat ini tidak difungsikan lagi dan katup dalam kondisi full open ke arah masing masing peralatan yang didinginkan.

Setelah melaksanakan fungsi pendinginannya, air dari sistem pendinginan *on-base* kemudian diarahkan ke modul pendingin *off-base* (Gambar 2.2) dimana air pendingin didinginkan sebelum disirkulasikan kembali, modul air pendingin membuang panas yang dihasilkan oleh turbin-generator ke udara dengan cara menghisap udara bagian bawah radiator dengan menggunakan fan yang digerakan oleh motor listrik. Modul air pendingin ini dipasang pada sebuah peralatan *off-base* dan dilengkapi dengan sebuah modul yang berfungsi sebagai penampung pemuaian air pendingin tersebut. Air dipompakan melewati sistem air pendingin oleh salah satu pompa dari dua pompa, yang salah satunya di posisikan *standby*.



Gambar 2.2.Piping Cooling Water System (off-base)

Fungsi Peralatan :

1. Cooling Water Pump

Cooling water pump berfungsi untuk mensirkulasikan air pendingin dari outlet radiator fin tube menuju cooler dan heat exchanger yang ada di gas turbin generator sampai kembali ke inlet radiator fin tube (sirkulasi tertutup). Pada cooling water sistem terdapat 2 cooling water pump yang digerakan oleh 2 motor AC seperti pada Gambar 2.3. Saat normal operasi hanya satu cooling water pump yang digunakan sedangkan yang satunya standby.

Pada saat beroperasi tekanan normal discharge cooling water pump sekitar 7,6 kg/cm^2. Cooling water system dilengkapi sebuah pressure switch (63WC-1) yang dipasang pada discharge cooling water pump. Pressure switch ini akan

memberikan signal alarm jika tekanan discharge cooling water pump drop hingga mencapai 3.86 kg/cm². Selain itu, juga akan memberikan signal auto start pada pompa yang standby.

Gambar 2.3 Cooling Water Pump

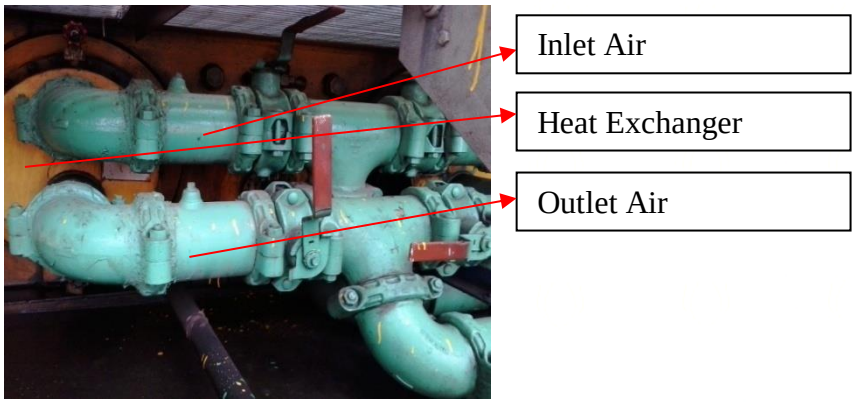
2. Turbine Aft Support Legs

Turbine Aft Support Legs berfungsi untuk mendinginkan tumpuan/kaki-kaki turbin dengan air pendingin sebagai media transfer panas agar tidak terjadi pemuaian. Apabila sampai terjadi pemuaian pada tumpuan/kaki-kaki turbin maka dapat menyebabkan misalignment turbin-generator.

Untuk mendinginkan turbine aft support legs air pendingin disirkulasikan melewati jaket water yang berada disekitar tumpuan/kaki-kaki turbin. Turbine Aft Support Legs terletak di sisi kiri dan sisi kanan dengan jumlah 4 buah.

3. Heat Exchanger pada sistem minyak pelumas

Heat exchanger adalah alat penukar panas yang digunakan untuk mengambil panas dari suatu fluida untuk dipindahkan ke fluida lain. Pada sistem pelumasan di PLTG Muara Karang terdapat sepasang heat exchanger yang dipasang dan dilengkapi dengan tranfer valve yang dipasang di antara keduanya untuk mengalirkan pelumas dari heat exchanger yang satu ke heat exchanger yang lain. Hanya satu heat exchanger yang digunakan saat operasi, hal ini dimaksud agar saat pembersihan, pemeriksaan dan perawatan heat exchanger tidak mengganggu aliran pelumas atau harus shutdown turbine gas. Letak heat exchanger ini berada di bawah accessory compartment seperti pada Gambar 2.4 berikut.



Gambar 2.4. Heat Exchanger pada Sistem Pelumasan

Oli yang digunakan adalah DTE Oil Light ISO VG 32 (Lampiran 12). Batasan operasi temperatur oli terendah adalah 54^{o}C untuk membuat nilai viskositasnya cukup encer, ini diperlukan saat kondisi start up dimana oli dipergunakan pada fluid coupling sebagai pengerak turbin sebelum firing. Dan batasan temperatur tertingginya adalah 71^{o}C pada outlet cooler yang bertujuan untuk menjaga viskositas dan lapisan film oli pada bearing cukup untuk melindungi bearing saat turbin beroperasi [8]

4. Pre-Cooler Udara Atomizing (Heat Exchanger)

Udara yang diambil dari manifold ekstrasi udara atomizing pada casing discharge komporessor di lewatkan melalui pre-cooler udara atomizing yang berfungsi untuk mengurangi temperatur udara discharge kompressor secukupnya untuk mempertahankan temperatur inlet yang seragam sebelum masuk ke atomizing air kompressor, pre-cooler ini ditempatkan diturbin compartement dibawah kompressor, menggunakan air dari sistem air pendingin turbin sebagai media pendinginan.

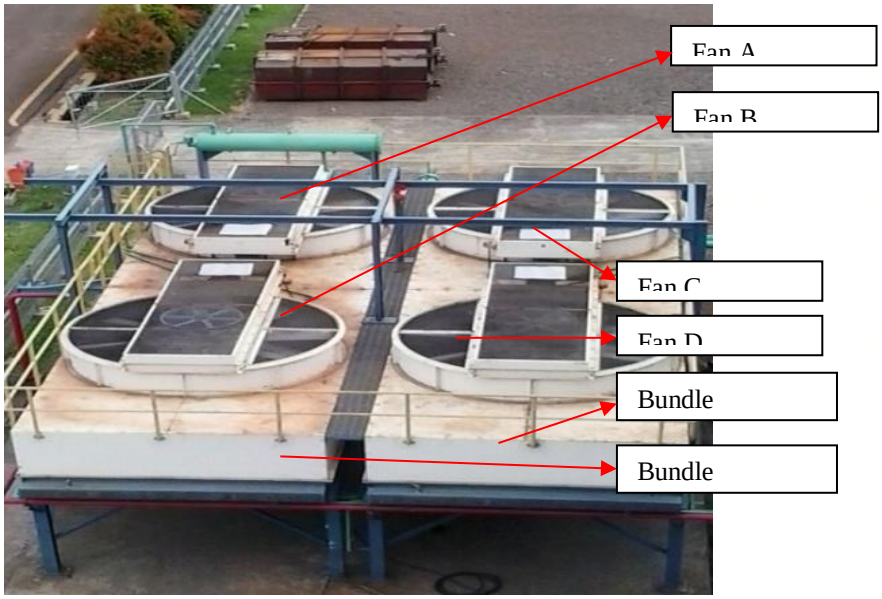
5. Generator Heat Exchanger

Generator Heat Exchanger berfungsi untuk mendinginkan rotor dan stator generator. Untuk itu udara harus disirkulasikan dan didinginkan agar dapat kembali mendinginkan generator. Generator Heat Exchanger adalah sebuah alat yang digunakan untuk mentransfer panas dari udara setelah mendinginkan generator

dengan media air pendingin yang disirkulasikan dari cooling water pump melalui generator heat exchanger. Ada empat heat exchanger yang digunakan untuk mentransfer panas udara dan masing-masing heat exchanger terletak di sudut-sudut generator.

6. Cooling Air Fan

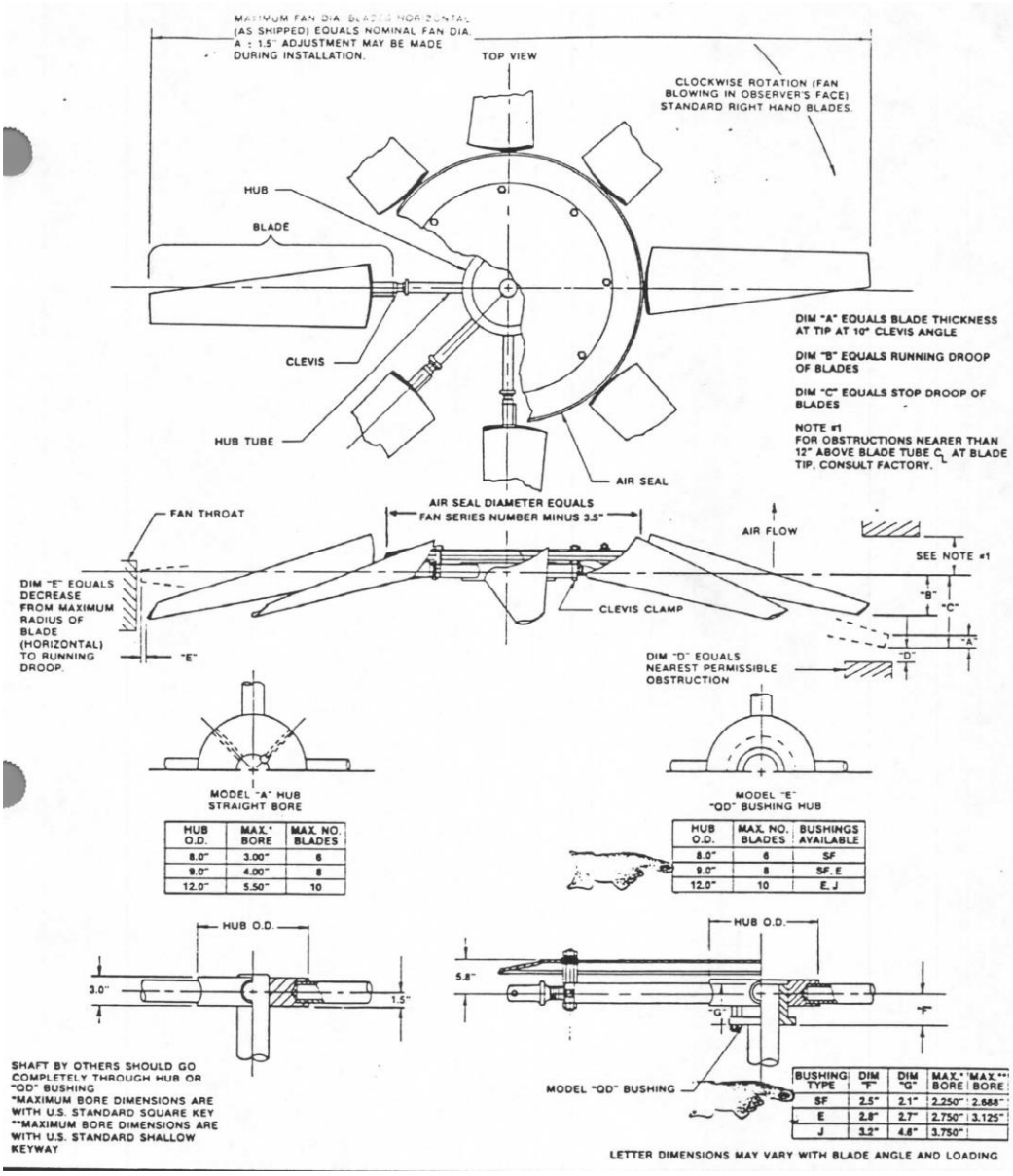
Cooling air fan berfungsi untuk menarik udara atmosfir di bagian bawah modul bundle Radiator secara paksa agar dapat mendinginkan air pendingin yang mengalir di dalam tube-tube radiator. Pada modul radiator fin tube terdapat 4 cooling air fan seperti pada gambar 2.5. Cooling air fan ini digerakan oleh motor AC. Pada saat operasi normal ke-4 cooling air fan ini akan operasi semua. Jika salah satu cooling air fan ini stop maka akan muncul alarm di control Mark VIe, yang dapat mengakibatkan turun nya beban karena temperatur lube oil header yang tinggi.



Gambar 2.5. Cooling Air Fan Radiator

Detail gambar Fan seperti terlihat digambar 2.6, setiap fan terdiri dari 8 blade berbahan aluminium dan digerakkan oleh motor 30 HP yang dihubungkan dengan sepasang pully reduksi dan fan belt. Fan terkoneksi ke gearbox di Hub,

Blade dipasang di Hub Tube dengan adjuster sudutnya ada pada celvis ditiap tiap blade.



HUB O.D.	MAX.* BORE	MAX. NO. BLADES
8.0"	3.00"	6
9.0"	4.00"	8
12.0"	5.50"	10

HUB O.D.	MAX. NO. BLADES	BUSHINGS AVAILABLE
8.0"	6	SF
9.0"	8	SF, E
12.0"	10	E, J

BUSHING TYPE	DIM "F"	DIM "G"	MAX.* BORE	MAX.** BORE
SF	2.5"	2.1"	2.250"	2.688"
E	2.8"	2.7"	2.750"	3.125"
J	3.2"	4.8"	3.750"	

Gambar 2.6. Gambar Detail Cooling Air Fan

7. Radiator Fin Tube

Radiator fin tube (Gambar 2.7) adalah modul pendingin yang terdiri dari tube-tube bersirip yang di dalamnya dialiri air pendingin setelah mendinginkan beberapa peralatan gas turbin. Radiator fin tube ini berfungsi untuk mendinginkan

air pendingin.berbahan tembaga pada pipanya dan aluminium pada fin nya, spesifikasi lengkap ada pada Lampiran 3.

Radiator fin tube terletak tepat diatas cooling water pump yang dilengkapi cooling air fan dan tangki air penambah. Tangki air ini berfungsi untuk menambah air pendingin langsung ke suction pompa. Jika level air pada tangki rendah dapat dilakukan penambahan air secara manual.

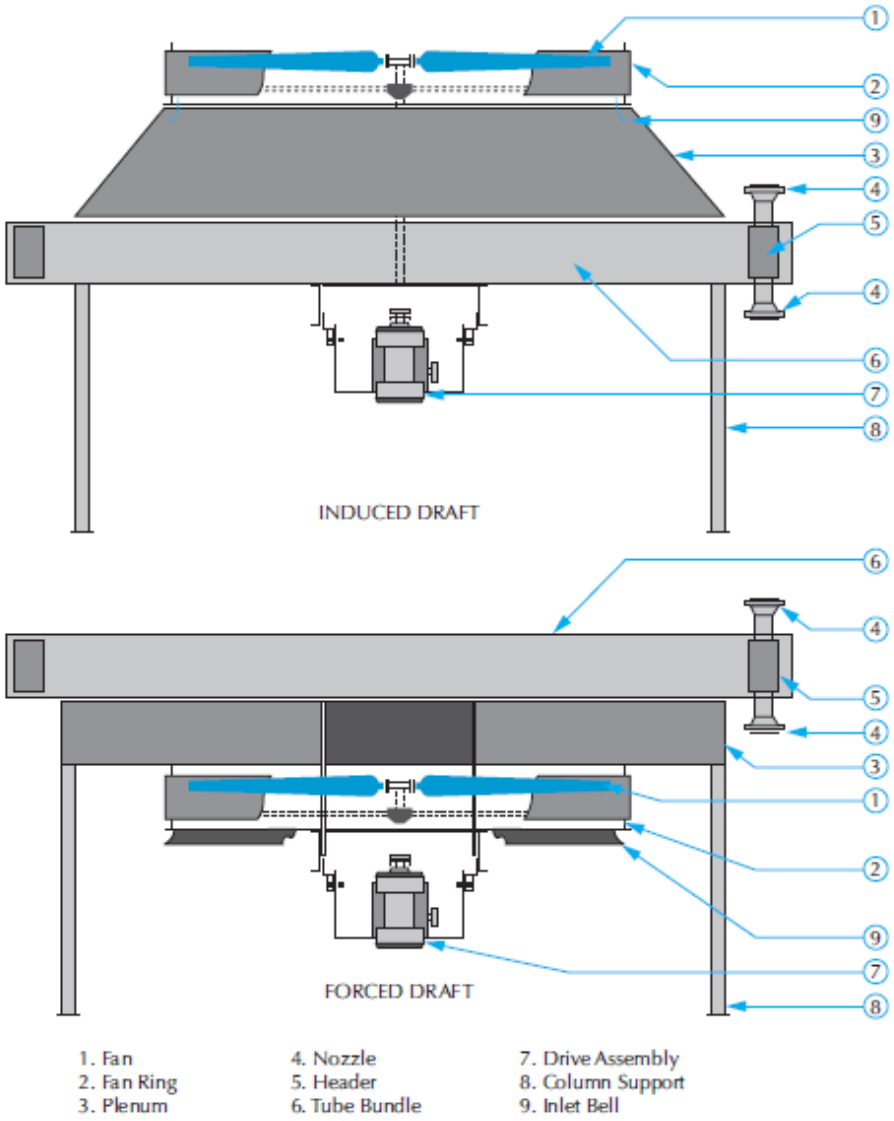
Air pendingin yang mengalir di dalam tube-tube radiator akan didinginkan dengan udara atmosfir secara paksa oleh cooling air fan. Temperatur udara atmosfir yang lebih rendah dari temperatur air pendingin akan mentransfer panas dari air pendingin.

Gambar 2.7. Radiator fin tube

2.2 Air Cooled Heat Exchanger (ACHE)

Air Cooled Heat Exchanger (ACHE) adalah alat penukar kalor yang berfungsi untuk mendinginkan fluida yang mengalir di dalam tabung dengan media udara. Pada penelitian ini, ACHE adalah Radiator. Prinsip kerja ACHE ini

sederhana, di mana fluida yang didinginkan mengalir di dalam tabung bersirip, sementara udara yang digunakan sebagai pendingin mengalir di permukaan luar tabung bersirip untuk mengambil kalor. Udara pendingin didorong atau di hisap oleh kipas yang digerakkan oleh motor seperti terlihat digambar 2.8.

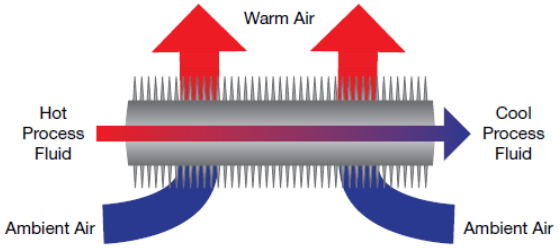


Gambar 2.8. Komponen ACHE

2.3 Penelitian Terdahulu

2.3.1 Meningkatkan Performa Air-Cooled Heat Exchanger (ACHE)

Artikel ini menjelaskan tentang pengoperasian ACHE dan mengidentifikasi komponen komponen yang siginfikan dalam kapasitas pendinginan. Proses perpindahan panas yang terjadi digambarkan di Gambar 2.9 dibawah dimana udara ambient yang dingin dihisap masuk ke area sisi luar fin tube dan akan mengambil panas dari fluida panas di dalam pipa. Sehingga dari sisi out put udara akan mengalami kenaikan temperatur dan dari sisi fluidanya akan mengalami penunruna temperatur.



Gambar 2.9. Proses perpindahan panas di Finned Tube ACHE

Metode paling cepat dan mudah adalah dengan menambah air flow dari fan, dan ditabelkan pada Tabel 2.1 oleh *Steve Boes, P.E* [3] pada penambahan 10% air flow akan meningkatkan thermal duty pada liquid cooling sebesar 3 sampai 6 persen.

Tabel 2.1. Penambahan kapasitas berbagai ACHE dengan kenaikan 10% aliran udara

Table 1. Typical ACHE duty increase for a 10% increase in airflow.		
ACHE Service	Thermal Duty Increase	
	Minimum	Maximum
Condensing	5%	7%
Liquid Cooling	3%	6%
Vapor Cooling	2%	5%
Viscous Cooling	0.5%	1%

beberapa metode untuk menaikan air flow fan antara lain :

1. Penambahan fan blade pitch / Sudut serang blade

   Flow air akan bertambah seiring dengan naiknya sudut serang selama aliran tidak mencapai titik Stall dan power motor masih mampu

2. Penambahan kecepatan Fan

   Penambahan fan speed juga akan meningkatkan air flow serta mencegah terjadinya stall pada fan, batasannya adalah power motor. Penambahan speed dapat dilakukan mengan mengurang rasio diameter pulley motor dan Fan atau dengan mengganti motor dengan kecepatan yang lebih tinggi. Efek lain dari penambahan speed fan adalah bertambahnya noise di area ACHE

3. Memperkecil tip clearance

   Pada artikel ini disebutkan pengurangan tip clearance fan akan menaikkan air flow 2 sampai 5%. Cara yang umum adalah memasang tip seal kit di ujung blade

4. Pemasangan inlet bells dan fan seal disc

   Dua metode diatas dilakukan agar aliran udara akan lebih baik dan agar sebnyak mungkin melalui blade fan

5. Penggantian fan dengan high-efficiency fans.

   Effisiensi dari high efficiency fan 75% to 85%. Akan tetapi pengantian fan tipe ini pasti memerlukan penggantian motor

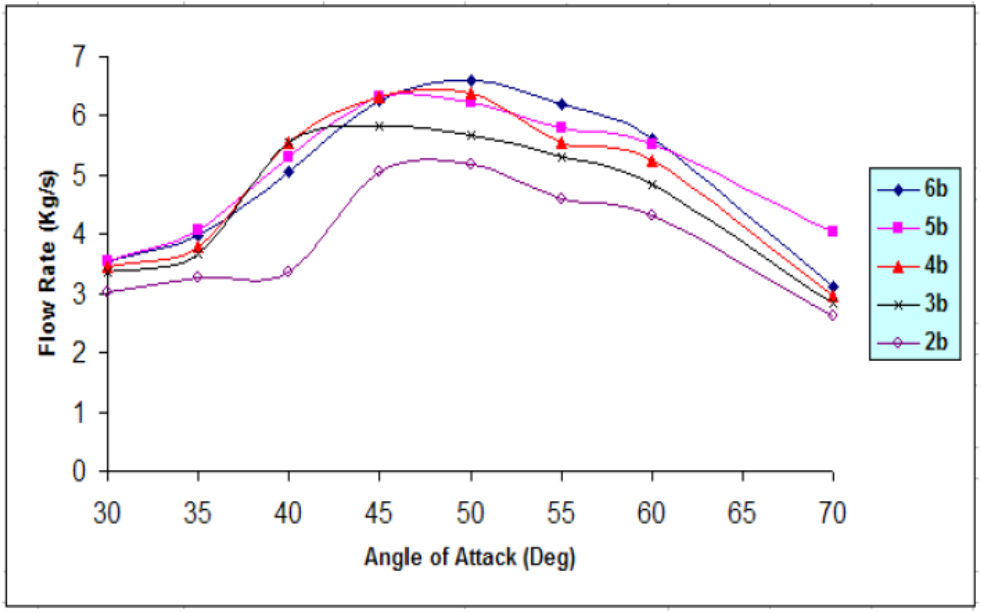
Tabel 2.2. Efek metode upgrade ACHE terhadap performa dan cost

Table 3. Certain ACHE upgrades will afford greater improvements, but may cost more.		
Upgrade	**Improvement**	**Cost**
Adjust Blade Pitch	More airflow	Low
Increase Fan Speed	More airflow	Low
Limit Tip Clearance	2–5% More airflow, –0.5 dBA noise	Low
Install Inlet Bell	2–3% More airflow, –1 dBA noise	Low
Install Seal Disc	2–3% More airflow	Low
Align Belts and Drives	3–4% More drive efficiency	Medium
Install High-Efficiency Fans	25–40% More airflow	Medium
Clean Fins	5–50% More duty	Medium
Clean Tubes	5–50% More duty	Medium
Retube Bundle	10–50% More duty	High
Replace Bundle	10–50% More duty	High

Beberapa metode lain dalam usaha mempertahankan performa ACHE ditabelkan di Tabel 2.2. berikut, ditabel ini di juga ditampilan cost yang dibutuhkan ketika mengimplementasikan metode tersebut

2.3.2 Efek Sudut Sudu Serangan Dan Rasio Hub Terhadap Ujung Pada Aliran Massa Tingkat Di Kipas Aksial Pada Kecepatan Rotasi Tetap

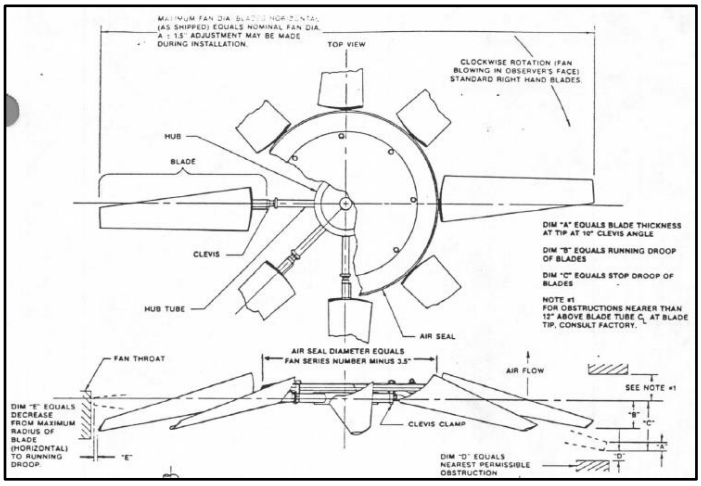
Penelitian yang dilakukan oleh Mohammad J. Izadi dan Alireza Falahat[4] tahun 2008. Mereka melakukan penelitian untuk mendapatkan jumlah blade maksimum dan angle of attack terbaik pada axial fan dengan blade datar untuk menghasilkan maksimum laju alir udara. Variasi sudut blade dari 30 ke 70 derajat, rasio hub terhadap tip fan divariasikan dari 0.2 sampai 0.4 dan jumlah blade divariasikan dari 2 sampai 6 blade. Hasil dari penelitian ini maksimum flow rate didapat pada angle of attack blade 45 derajat dengan 4 blade seperti gambar 2.10 dibawah ini.



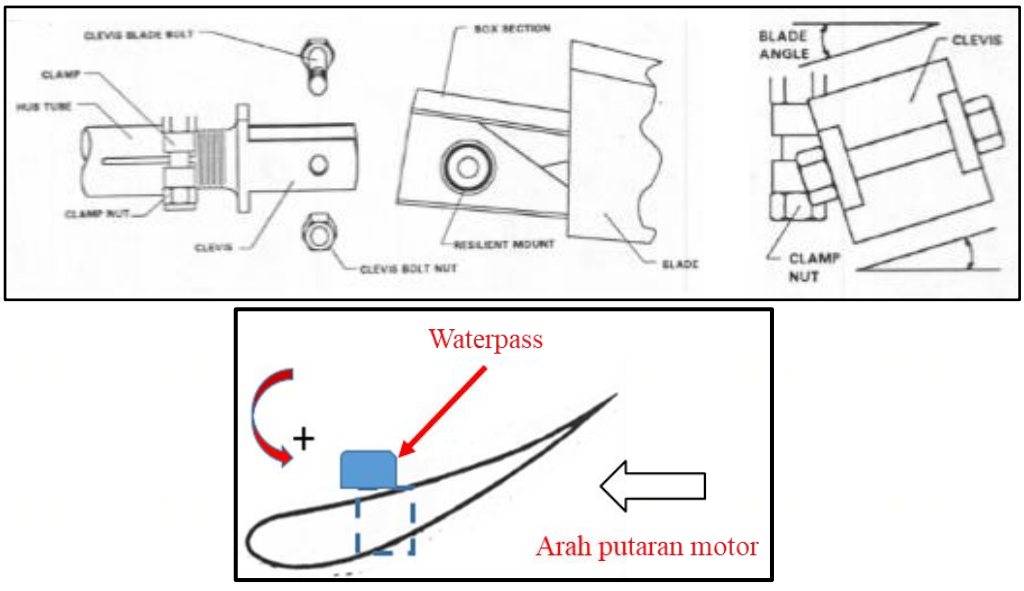
Gambar 2.10. Grafik flow rate pada variasi angle of attact dengan rasio hub to tip 0.2 pada kecepatan 200 rad/sec dengan jumlah blade yang berbeda

2.4 Setting Sudut Blade

Setiap fan ACWS terdiri dari delapan blade yang dapat diputar 360 derajat pada Clevis nya. Sebelum dilakukan setting, catat parameter awal dari fan seperti sudut awal, ampere motor, dan bersihkan permukaan fan. Detail drawing fan seperti pada gambar 2.11 dibawah.



Gambar 2.11. Fan ACWS (GE,MS 9000 Service Manual Turbin Accessories and Generator, GEK-98786, Volume 1)



Gambar 2.12. Gambar Bagian Fan ACWS (GE,MS 9000 Service Manual Turbin Accessories and Generator, GEK-98786, Volume 1)

untuk prosedur setting sudut blade adalah sebagai berikut (Gambar 2.12) :

1. Ijin kerja operator dan pastikan breaker motor posisi OFF
2. Letakkan digital level / waterpass diatas permukaan Clevis dan catat hasil pengukuran sebagai 13^o
3. Kendorkan Clamp Nut dengan kunci ring 24
4. Putar Clevis sampai target sudut blade yang diinginkan (variasi per 2^o)
5. Kencangkan kembali clamp nut dengan gaya momen sampai 7 m-kg
6. Tes fan dan catat parameter operasi seperti lampiran 4

2.5 Perhitungan Daya Motor

Dari spesifikasi motor yang tertera di name plate pada lampiran 5 dilakukan perhitingan untuk mendapatkan arus maksimal yang diijinkan agar motor tetap bias beroperasi dengan baik dan aman .

⇨ Perhitungan daya motor dengan tegangan 380 V, 3 Phase dengan Cos φ =0.85 Dan ampere didapat dari pengukuran :

$$P(HP) = \sqrt{3}\, x V\, x I\, x Cos\varphi\, x 0.00134 \quad \text{.....(1)}$$

⇨ Perhitungan Arus maksimum dengan daya motor 50 HP dengan tegangan 380 V, 3 Phase dengan Cos φ = 0.85 :

$$I = \frac{P\,(Hp)}{\sqrt{3} * V * Cos\varphi * 0.00134} = \frac{30\,(Hp)}{\sqrt{3} * 380 * 0.85 * 0.00134} = 39.3A$$

2.6 Peralatan Pengambilan Data Lapangan

Dalam penelitian ini data diambil dari log sheet operasi dan data pengukuran lapangan antara lain :

1. Data sudut blade fan
2. Data kecepatan udara fan
3. Data debit air pendingin didalam pipa
4. Temperatur

Alat yang digunakan :

1. Alat untuk pengukuran sudut blade fan

Dipergunakan alat yang bisa mengukur perubahan sudut 2^{O} setiap pengukuran yaitu :

Digital level / waterpass digital DIGIPASS DWL-80E

Gambar 2.13. Digital Level

Spesifikasi teknis (Gambar 2.13):

- Rentang pengukuran dari 0 ~ 90; 4 x 90 (360)
- Resolusi 0,1 (1.75mm / M)
- Akurasi 0,1 pada sekitar 0 & 90; 0,2 pada 1 ~ 89
- Fitur Zero Alternatif
- Tampilan sudut digital pada (Derajat),% (kemiringan)

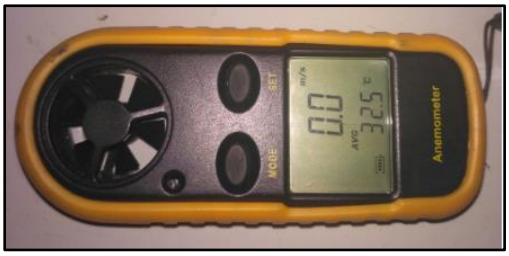
kelebihan:

- Mudah dan cepat menampilkan segala sudut dalam digital – hasil aktual
- Pengukuran yang tepat, cepat dan andal.

  Mudah di kalibrasi levelnya.
- Dapat memilih untuk menampilkan dalam derajat atau kemiringan% tanpa perlu perhitungan.
- Bisa menempel pada permukaan logam dan memungkinkan pengoperasian tanpa di pegang tangan.

2. Alat pengukuran kecepatan udara fan

Dipergunakan alat yang bisa mengukur kecepatan udara sekitar 0 sampai dengan 20 m/s yaitu anemometer digital dengan spesifikasi seperti pada gambar 2.14 :



Gambar 2.14. Digital Anemometer

Spesifikasi (Gambar 2.14):

- Current / max / average wind speed reading
- Five Units of Air Velocity : m/s, Km/h, ft/min, Knots, mph.
- Two Units of Air Temperature : Celcius, Fahrenheit

Spesifikasi Kecepatan Angin:

- Range : 0 - 30 m/s, 0 - 90 km/h, 0 - 5860 ft/min, 0 - 65 mph, 0 - 55 Knots.
- Resolution : 0.1 m/s, 0.3 km/h, 19 ft/min, 0.2 mph, 0.2 Knots.
- Threshold : 0.1m/s, 0.3 km/h, 39 ft/min, 0.2 mph, 0.1 Knots.
- Accuracy : +/- 5%.

3. Alat pengukuran debit air pendingin didalam pipa

Gambar 2.15. Ultrasonic Flowmeter Katflow 220

Spesifikasi (Gambar 2.15):

Ultrasonic Flowmeter Katflow 220

Flow velocity range : 0.01 ... 25 m/s

Resolution : 0.25 mm/s

Repeatibility : 0.15 % of measured value ± 0.01 m/s

Accuracy : Volume flow ± 1 ... 3 % of measured value depending on application, ± 0.5 % of measured value with process calibration Flow velocity ± 0.5 % of measured value

Rangeability : 1/2500

Turn down ratio : 1/100

Measurable liquids : All acoustically conductive liquids with a gas or solid content of < 10 % of volume

4. Pengukuran Temperatur

Dipergunakan alat yang bisa mengukur temperature permukaan dari 10^o Celcius sampai dengan 100^o Celcius yaitu :

Gambar 2.16. Fluke High-Temperature Infrared Thermometer

Spesifikasi (Gambar 2.16)

Temperature : -40 to 550°C (-40 to 1022°F)

Display resolution : 0.1°C (0.1°F) of reading

D:S (distance to spot size) : 12:1

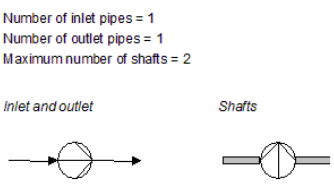
2.7. Pemilihan Software untuk Pemodelan

Dalam penelitian ini digunakan software Cycle-Tempo 5.1 untuk mensimulasikan variasi aliran yang sulit dilakukan dengan eksperimen atau perhitungan manual karena kondisi unit yang beroperasi, sehingga untuk perhitungan selanjutnya dimana dua paramenter output tidak diketahui yaitu outlet temperatur udara dan air digunakan software Cycle tempo. Cycle-Tempo adalah perangkat lunak yang digunakan untuk pemodelan dan optimasi sistem produksi listrik, panas dan pendinginan. Sistem yang dimodelkan terbentuk dari beberapa komponen yang dihubungkan oleh pipa dan membentuk jaringan aliran massa dan energi.

Tujuan utama dari Cycle-Tempo adalah untuk menghitung relevansi aliran massa dan energi pada sistem. Jumlah dan tipe komponen akan berbeda dari suatu sistem dan sistem lainnya. Perbedaan ini sesuai permintaan pengguna dalam menentukan konfigurasi sistem dan juga model tiap komponen. Dengan menggunakan Cycle-Tempo, pengguna dapat membuat pemodelan sistem sesuai keinginan.

Dalam permodelan system ACWS Apparatus pada Cycle tempo yang digunakan antara lain :

1. Type=8 Pump untuk Pompa ACW



Input parameter :

PIN, POUT, DELP 1), TIN, TOUT dan DELT adalah standard.

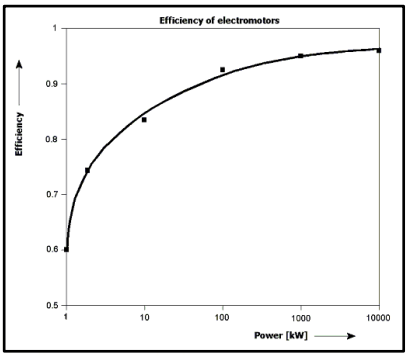
ETHAI=isentropic efficiency (-) (default = UNKNOWN)

ETHAM 2)=mechanical efficiency (-) (default = lihat Figure 2-6)

ETHAE 3)=electric efficiency (-) (default = lihat Figure 2-6)1)

>DELP didefinisikan sebagai penurunan tekanan, nilai ini harus negatif untuk pompa

>ETHAM digunakan dalam perhitungan efisiensi sistem dan dalam konversi daya poros dan daya pompa dan sebaliknya.



Gambar 2.17. Efisiensi elektromotor termasuk efisiensi mekanis dari motor dan pompa sebagai fungsi dari daya pada poros pompa

Jika salah satu efisiensi, ETHAM atau ETHAE, tidak ditentukan maka efisiensi yang tidak ditentukan diambil sama dengan 1. Jika kedua efisiensi tersebut tidak diberikan, maka efisiensi total dihitung dengan interpolasi dari Gambar 2.17.

Jumlah persamaan untuk matriks sistem:

Jenis aparatus ini menambahkan 1 persamaan massa ke matriks sistem.

Perhitungan:

1.pout=pin-DELP4.Tout=Tin+DELT

2.pin=pout+DELP5.hin=f (hout, ETHAI)

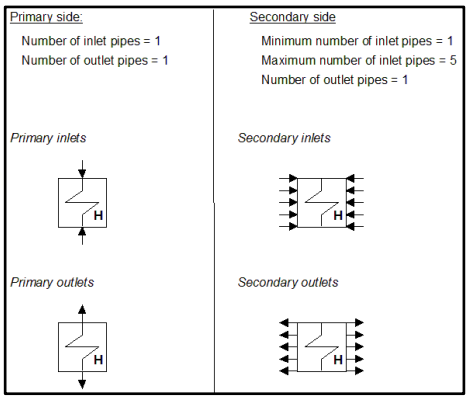
3.Tin=Tout-DELT6.hout=f (hin, ETHAI)

2. Type=6,12 Heat exchanger untuk : - Radiator

- Generator Cooler

- Support Turbin Cooler

- Atomizing Cooler Lube Oil Cooler



-

Aplikasi :

Peralatan ini digunakan sebagai penukar panas umum, evaporator atau tungku / furnace.

Untuk furnace, konstanta radiasi dihitung pada desain dengan menggunakan, antara lain, suhu outlet furnace. Suhu ini dihitung pada off-design menggunakan metode Ter Linden. Untuk furnace EEQCOD = 1 harus dipilih. Masukan tambahan untuk furnace dijelaskan pada akhir paragraf ini.

Kode persamaan energi (EEQCOD) menentukan penggunaan persamaan energi:

- EEQCOD = 1: persamaan energi peralatan digunakan untuk menghitung aliran massa. Persamaan energi, yang didefinisikan oleh pengguna (mungkin dikombinasikan dengan peralatan lain), dapat ditentukan sebagai fungsi produksi. Jika ini tidak terjadi, program akan secara otomatis menentukan fungsi produksi. Nilai dari fungsi ini mewakili pelepasan energi ke lingkungan, yaitu kehilangan termal.
- EEQCOD = 2: persamaan energi peralatan digunakan untuk menghitung entalpi di salah satu inlet atau outlet. Persamaan energi tidak akan ditambahkan ke matriks sistem.

Jika EEQCOD tidak ditentukan, nilai default 2 digunakan.

Untuk perhitungan off-design persamaan perpindahan panas digunakan. Untuk ini, tingkat kapasitas perpindahan panas (UA-value) harus ditentukan dalam input. Media primer dan sekunder mungkin dalam hal ini hanya memiliki 1 saluran masuk dan 1 outlet.

Input parameter :

PIN1, POUT1, DELP1, TIN1, TOUT1, DELT1 adalah standard

PIN2, POUT2, DELP2, TIN2, TOUT2, DELT2 *1)* adalah standard

DELTH=beda suhu high terminal(°C) lihat Gambar 2.17. (default = UNKNOWN)

DELTL=beda suhu low terminal (°C) lihat Gambar 2.17. (default = UNKNOWN)

RPSM = perkiraan awal untuk rasio arus massa primer / sekunder untuk EEQCOD = 2.

Nilai negatif menunjukkan adanya penukar panas arus paralel dan nilai positif memberikan counter current heat exchanger (default = 1.0).

Spesifikasi RPSM direkomendasikan jika diantisipasi bahwa rasio aliran massa antara media primer dan sekunder akan sangat berbeda dari 1. Hal ini dapat mencegah fluktuasi arus massa selama langkah iterasi pertama.

Untuk EEQCOD = 1 hanya tanda RPSM yang digunakan untuk menentukan arah aliran.

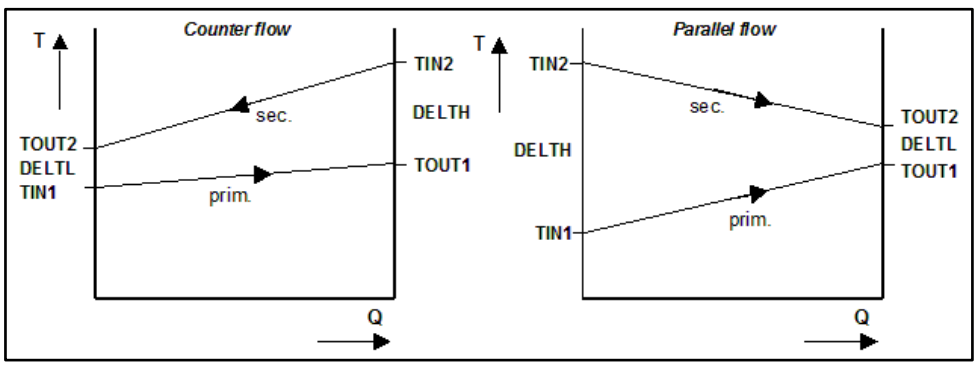
DELE = aliran energi ke lingkungan (kW) untuk EEQCOD = 2 (default = 0.0)

DELE> 0 adalah aliran energi ke lingkungan, misalnya kehilangan radiasi. Nilai ini, yang digunakan dalam keseimbangan energi lokal, dapat diubah dalam subrutin pengguna (APSUB).

DELE harus berbeda setidaknya dari EPS8888.8

Catatan:

1) DELT2 didefinisikan sebagai kenaikan suhu, jadi nilai ini biasanya memiliki nilai negatif untuk medium sekunder seperti pada gambar 2.18.



Gambar 2.18. Penentuan medium primer dan skunder Heat Exchanger

Jumlah persamaan untuk matriks sistem :

Jenis aparatus ini menambahkan 2 persamaan massa ke matriks sistem. Jika EEQCOD = 1, sebuah persamaan energi ditambahkan juga, dalam bentuk fungsi produksi. Program ini secara otomatis akan menghasilkan fungsi produksi jika mendeteksi bahwa aparatus belum didefinisikan dalam fungsi produksi lain.

Ringkasan :

EEQCOD = 1: 2 mass equations + 1 production function = 3 equations

EEQCOD = 2: 2 mass equations

Perhitungan :

Untuk kedua media

1.pout = pin-ΔpΔp = penurunan tekanan pada sisi primer atau sekunder

pin = pout + Δp

2.Tin = Tout-ΔTΔT = kenaikan suhu pada sisi primer atau sekunder

Tout = Tin + ΔT

Ini hanya digunakan bila media memiliki 1 saluran masuk dan 1 outlet.

Counter current

Media primer

1.Tout, p = Tin, s-DELTH hanya untuk satu inlet sekunder.

2.4.Tin, p = Tout, s-DELTL

Medium sekunder

1.Tout, s = Tin, p + DELTL

2..Tin, s = Tout, p + DELTH hanya untuk satu inlet sekunder.

Co current

Media primer

1.Tout, p = Tin, s-DELT Hanya untuk satu inlet sekunder.

2.Tin, p = Tin, s-DELTH

Medium sekunder

1.Tout, s = Tout, p + DELTL

2.Tin, s = Tin, p + DELTH hanya untuk satu inlet sekunder.

Perhitungan Off-Design

Nilai DELTH dan DELTL dapat disesuaikan dengan menggunakan aliran massa aktual jika DSMAS1 atau DSMAS2 ditentukan sebagai data masukan untuk perhitungan off-design.

Jika hanya 4 pipa yang terhubung ke heat exchanger, tingkat kapasitas perpindahan panas U * A diberikan, semua tekanan inlet dan outlet diketahui, dan:

EEQCOD = 1: tiga entalphi diketahui, maka entalpi yang tidak diketahui dihitung dengan menggunakan persamaan perpindahan panas. Rasio aliran massa primer / aliran massa sekunder dihitung dari prosedur pemecahan matriks sistem.

EEQCOD = 2: dua enthalpies diketahui, maka dua enthalpies yang tidak diketahui dihitung dengan menggunakan persamaan energi dan persamaan perpindahan panas.

Input parameter dari perhitungan off-design :

DSMAS1 = desain aliran massa sisi primer (kg / s)

DSMAS2 = desain aliran massa sisi sekunder (kg / s)

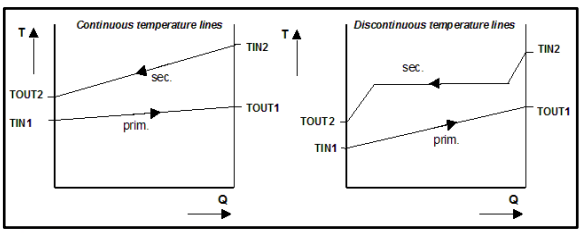
UA=tingkat kapasitas perpindahan panas dari penukar panas permukaan (kW / K).

Nilai UA dapat disesuaikan dengan aliran massa dengan:

Jika DSMAS1 ditentukan: $UA' = UA * \left(\frac{\Phi_m}{DSMAS1} \right)^{ETHA}$

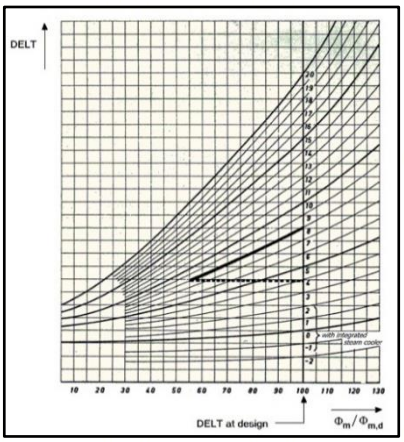
Jika DSMAS2 ditentukan: $UA' = UA * \left(\frac{\Phi_m}{DSMAS2} \right)^{ETHA}$

Rumus ini tidak dapat dipergunakan untuk profil discontinuous temperature seperti gambar 2.19



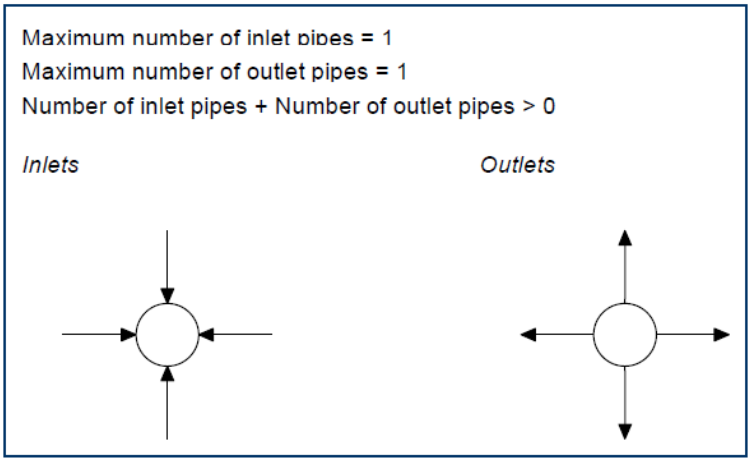
Gambar 2.19. Profil Garis Temperatur Heat Exchanger

Salah satu DSMAS1 atau DSMAS2 harus ditentukan, tidak keduanya. Dianjurkan untuk menentukan DSMAS untuk media, yang mempengaruhi koefisien perpindahan panas secara keseluruhan paling banyak. Misalnya, perpindahan panas antara gas buang dan air didominasi oleh sisi gas buang. Dalam hal ini seseorang menentukan DSMAS2 (gas buang adalah media yang didinginkan, oleh karena itu sisi sekundernya). Jika UA tidak ditentukan, DSMAS digunakan untuk menyesuaikan perbedaan suhu DELTL atau DELTH, sesuai dengan kurva yang ditunjukkan pada Gambar 2.20.



Gambar 2.20. DELTH/DELTL pada off-design

3. Type = 10 Sink/Source untuk : - inlet Fan
- Inlet dan outlet Cooler
- Outlet Radiator



Aplikasi :

Model ini bisa digunakan untuk pemodelan dari :

- aliran massa dari (source) atau ke (sink)
- energi source atau sink
- peredam tekanan (katup ekspansi)
- perubahan komposisi atau tipe media
- perkiraan suhu

Dalam kasus pertama aparatus hanya dapat dihubungkan dengan 1 pipa. Jika aliran massa ditentukan secara langsung dengan DELM, atau secara tidak langsung dengan DELV atau DELVN, maka ini memberikan 1 persamaan massa untuk matriks sistem. Dalam kasus lain, 1 saluran masuk dan 1 pipa pembuangan diperlukan, dimana DELE harus ditentukan untuk energi source atau sink dan DELH = 0,0 untuk peredam tekanan / pressure reducer.

Perhitungan :

1.pin=pout+DELP

2.pout=pin–DELP

3.Tin=Tout–DELT

4.Tout=Tin+DELT

5.hin=hout–DELH

6.hout=hin+DELH

7.hout = hin–DELE/ΦmΦm = mass flow dari iterasi sebelumnya.
(starting value: Φm = ESTMAS)

8.pin = psat(Tin, XIN)

9.pin = psat(Tin+ DTSUBC, x=0)

10.pin = psat(Tin - DTSUPH, x=1)

11.pout = psat(Tout, XOUT)

12.pout = psat(Tout+ DTSUBC, x=0)

13.pout = psat(Tout – DTSUPH, x=1)

14.Tin = Tsat(pin, XIN)

15.Tin = Tsat(pin, x = 0)–DTSUBC

16.Tin = Tsat(pin, x = 1)+ DTSUPH

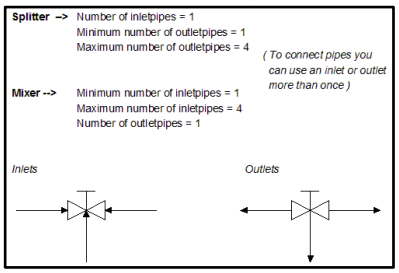
17.Tout = Tsat(pout, XOUT)

18.Tout = Tsat(pout, x = 0)–DTSUBC

19.Tout = Tsat(pout, x = 1)+DTSUPH

4. Type=14 Valve untuk - pembagi aliran (spitter)

- valve



Aplikasi :

Aparatus dapat digunakan sebagai pembagi atau pencampur:

• Splitter: 1 inlet dan 1 sampai maksimal 4 outlet.

• Mixer: 1 outlet dan 1 sampai maksimum 4 inlet.

Jenis aparatus ini digunakan untuk menentukan aliran massa atau volume pada salah satu pipa yang terhubung. Dalam kasus splitter, salah satu arus keluaran bisa ditentukan. Dalam kasus mixer, salah satu arus masuk dapat ditentukan. Spesifikasi salah satu aliran massa atau volume dapat dilakukan dengan cara yang absolut, atau relatif terhadap aliran di salah satu pipa lainnya di sistem.

Input Parameter :

Spesifikasi aliran dan rugi tekanan dimungkinkan. Spesifikasi arus adalah wajib, spesifikasi rugi tekanan bersifat opsional.

Data masukan berikut tersedia:

Pipa untuk menentukan aliran untuk: Jika hanya ada 1 pipa masuk, maka di sini jumlah salah satu pipa outlet harus ditentukan. Jika ada lebih dari 1 pipa saluran masuk, maka di sini jumlah salah satu pipa saluran masuk harus ditentukan.

Arus: Satuan nilai arus ditampilkan di sebelah field, dan bergantung pada jenis arus yang ditentukan pengguna.

Rugi tekanan: Kehilangan tekanan di atas katup.

Selanjutnya pengguna dapat memilih apakah nilai arus adalah nilai absolut, atau relatif terhadap salah satu pipa lain dalam sistem. Jika opsi yang terakhir dipilih, data masukan lain dapat diakses dimana pengguna harus menentukan jumlah pipa itu.

Akhirnya pengguna harus memilih jenis arus yang nilainya telah ditentukan. Secara default, aliran massa dipilih, namun aliran volume aktual (yaitu, volume mengalir pada tekanan dan suhu aktual arus) dan arus volume standar (yaitu, volume mengalir pada 1.01325 bar dan 0 ° C) dapat dipilih sebagai alternatif.

Catatan :

Aparatus juga bisa digunakan dengan 1 input dan 1 output. Ini berguna jika ingin merumuskan aliran massa atau volume dalam pipa atau sebuah siklus.

Jumlah persamaan untuk matriks system :

Tipe aparatus ini menambahkan dua persamaan massa ke matriks sistem.

Perhitungan :

Splitter

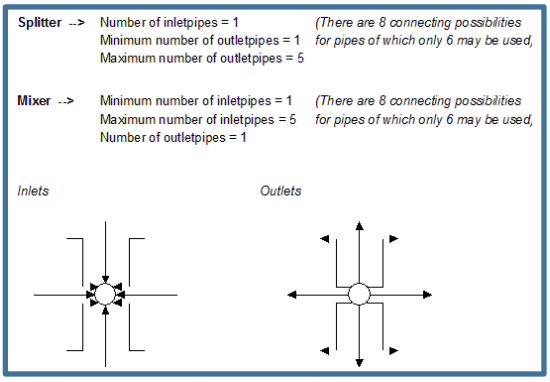
1.pout(i)=pin(untuk semua i = 1.....n)

2.pin=pout(k)k = jumlah pipa yang tekanannya diketahui *1)*

3.hout(i)=hin(untuk semua i = 1.....n)

Catatan : 1) Ini berarti bahwa tekanan pada tidak lebih dari 1 pipa outlet harus ditentukan atau dihitung di hilir.

5. Type=9 node untuk pencampur (Mixer)



Aplikasi :

Aparatus ini digunakan untuk mencampur atau membagi arus proses. Bergantung pada nilai kode persamaan energi (EEQCOD) ada dua kemungkinan untuk menggunakan persamaan energi:

- EEQCOD = 1 (tipe = 11): persamaan energi digunakan untuk menghitung rasio aliran massa, dan secara otomatis ditambahkan ke matriks sistem. Salah satu aplikasi yang berguna sebagai mixer adalah menggunakan tipe peralatan ini untuk memodelkan pendingin uap. Dengan EEQCOD = 1 jenis peralatan ini juga dapat digunakan sebagai splitter, namun hanya jika enthalpies spesifik pada pipa outlet ditentukan (atau dihitung di peralatan lain di hilir) dan tidak sama satu sama lain. Contoh yang sering digunakan adalah pemisah uap / cairan untuk memisahkan campuran dua fasa dengan substrat uap dan cairannya.
- EEQCOD = 2 (tipe = 9): persamaan energi digunakan untuk menghitung entalpi spesifik yang tidak diketahui.

  Jika EEQCOD tidak ditentukan, nilai default 2 digunakan.

Input Parameter :

DELP = rugi tekanan pada node (bar) (default = UNKNOWN)

Jika DELP tidak ditentukan, baik tekanan outlet (untuk splitter) atau tekanan saluran masuk (untuk mixer) mungkin berbeda. Jika DELP ditentukan, semua inlet (untuk mixer) atau semua outlet (untuk pembagi) akan memiliki tekanan yang sama.

EEQCOD = 1 (tipe = 11):

DELE = rugi energi (kW) (default = 0.0)

DELE tidak bisa disesuaikan dengan user subrutin.

EEQCOD = 2 (tipe = 9) (default):

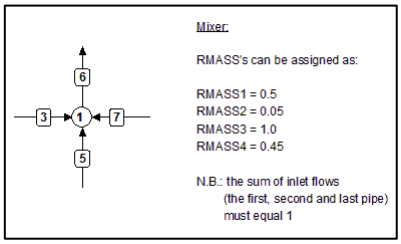
Spesifikasi RMASS 1 dll hanya berguna untuk mixer, dan TIDAK untuk splitter.

RMASS1 = perkiraan awal untuk semua aliran massa, dinyatakan sebagai pecahan dari outlet untuk mengalir. Nilai yang diberikan hanya akan digunakan pada iterasi pertama.

RMASS6 Jumlah nilai harus sama dengan 2,0 (aliran massa outlet juga disertakan). Pada default, kontribusi massa inlet yang mengalir ke aliran massa outlet diasumsikan sama.

RMASS adalah deretan angka, yang menunjukkan rasio mixer arus yang diharapkan pada saluran masuk dan saluran keluar. Urutan dalam array adalah meningkatkan jumlah pipa.

Spesifikasi dianjurkan jika aliran massa yang diharapkan berbeda lumayan. Variabel ini dapat mencegah fluktuasi yang tidak diinginkan dalam aliran massa dan komposisi. Fluktuasi ini dapat menyebabkan masalah dalam perhitungan seperti argumen negatif untuk akar atau fungsi logaritmik, yang kemudian mengakibatkan putusnya perhitungan



Contoh :

Jumlah persamaan untuk matriks sistem :

Jenis aparatus ini menambahkan 1 persamaan massa ke matriks sistem. Dalam kasus EEQCOD = 1, persamaan energi juga ditambahkan.

Ringkasan :

EEQCOD = 1: 1 persamaan massa + 1 persamaan energi = 2 persamaan

Persamaan massa EEQCOD = 2: 1 (default)

Perhitungan untuk tekanan:

Untuk node DELP didefinisikan dengan cara yang agak berbeda dibandingkan dengan tipe aparatus lainnya. Di bawah adalah aturan perhitungannya, dengan asumsi salah satu dari n pipa masuk (untuk mixer) atau outlet (untuk splitter).

Berikut ini berlaku jika DELP belum ditentukan:

Splitter:

1.pin = max {pout(i)} (baik semua tekanan inlet atau tekanan outlet harus diketahui)

2.pout (i) = pin (jika pin diketahui)

Mixer:

3.pout = min {pin (i)} (baik tekanan outlet atau semua tekanan masuk harus diketahui)

4.pin (i) = pout (jika pout diketahui)

Jika DELP telah ditentukan:

Splitter:

5.pout (i) = pin - DELP (i = 1 ..... n)

6.pin = pout (k) + DELP (k: pipa dengan tekanan yang diketahui)

Jika semua pipa yang terhubung (inlet dan outlet) hanya satu tekanan yang harus diketahui.

Mixer :

7.pout = pin (k) - DELP (k: pipa dengan tekanan yang diketahui)

8.pin (i) = pout + DELP (i = 1 ..... n)

Jika semua pipa yang terhubung (inlet dan outlet) hanya satu tekanan yang harus diketahui.

Perhitungan yang lain :

Mixer dengan EEQCOD = 2 (tipe 9):

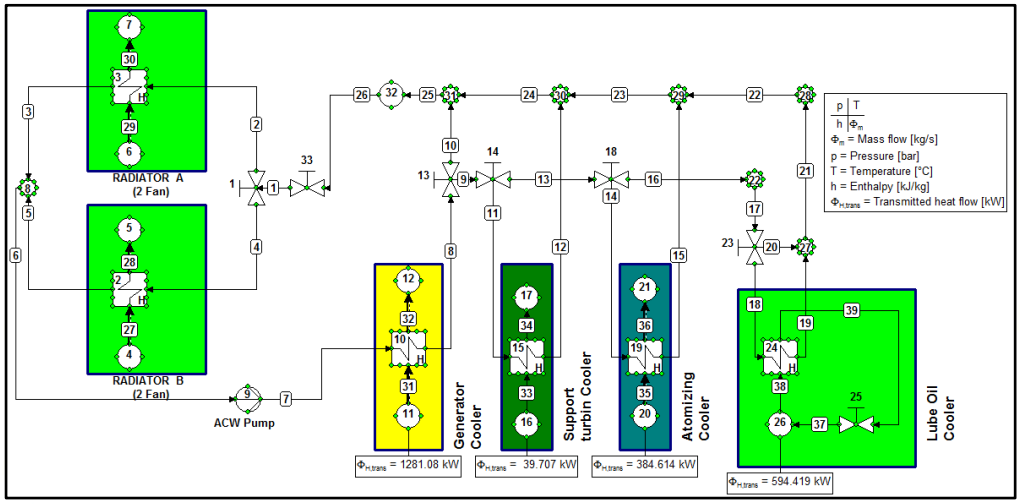
9. $h_{out} = \frac{\sum_{i\infty} (h_{in}(i) x \Phi_{m,in}(i)}{\Phi_{m,out}}$ Jika semua hin (i) sudah diketahui

10. $h_{in}(k) = \frac{h_{out} x \Phi_{m,out} - \sum_{i=k} (h_{in}(i) x \Phi_{m,in}(i)}{\Phi_{m,in}(k)}$ jika hout dan hin (i) diketahui untuk semua i¹k Splitter dengan EEQCOD = 2 (tipe 9):

11. $h_{out}(i) = h_{in}$

12. $h_{out}(k) = \frac{h_{in} x \Phi_{m,in} - \sum_{i=k} (h_{out}(i) x \Phi_{m,out}(i)}{\Phi_{m,out}(k)}$ Jika hin dan hout (i) diketahui untuk semua i¹k Aturan perhitungan 12 hanya akan diterapkan jika kondisi pipa outlet sudah ditentukan. Dalam situasi lain aturan 11 akan diterapkan.

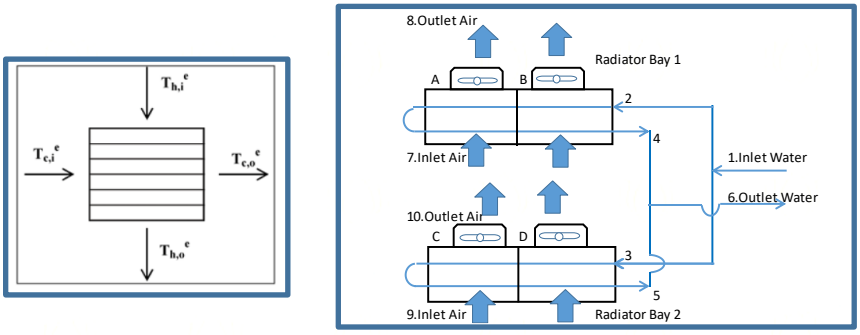
Dengan apparatus tadi system ACWS GTG 13 dimodelkan seperti Gambar 2.21 dibawah



Gambar 2.21. System ACWS di Cycle Tempo

2.8 Perpindahan Panas di Radiator

Radiator di asumsikan sebagai heat exchanger type cross flow , dua pass dimana sisi udara tercampur (mixed) dan sisi air tidak tercampur (Unmixed) seperti digambarkan di gambar 2.22.



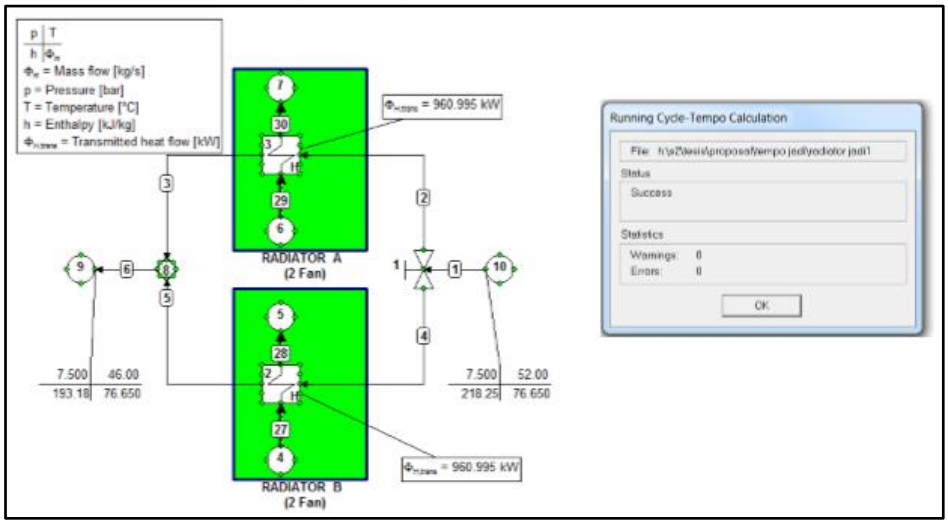
Gambar 2.22. Type dan Diagram Radiator ACWS

Keseimbangan energi :

$q_{udara} = q_{air}$

$$\dot{m}_{udara}(h_{out\ udara} - h_{in\ udara}) = \dot{m}_{air}(h_{out\ air} - h_{in\ air})$$

Untuk analisa, skema pada Gambar 2.21 diambil sisi radiatornya dengan parameter konstan adalah temperature , pressure dan debit air inlet, serta temperature inlet udara seperti gambar 2.23.



Gambar 2.23. Radiator di Cycle Tempo

Perhitungan :

1. Perhitungan sisi air
   - $\dot{q} = \dot{m}_2 \, x \, (h2 - h4)$
     - Dari aplikasi CATT (Lampiran 8):
     - Titik 2 : T_2 dan P_2 diketahui sehingga => h_2 didapat
     - Titik 4 : T_4 dan P_4 diketahui sehingga => h_2 didapat
2. Perhitungan udara
   - $\dot{q} = \dot{m}_7 \, x \, (h_8 - h_7)$ ➔ $h_8 = h_7 + \frac{\dot{q}}{\dot{m}_7}$
     - Dari aplikasi CATT (Lampiran 8):
     - Titik 7 : T_7 dan P_7 diketahui sehingga => h_7 didapat

     Dari h_8 yang diperoleh dan P_8, didapatkan dari CATT nilai T_8
3. Perhitungan ΔT_{LMTD}
   - $\Delta T_{LMTD} = \dfrac{(T_2 - T_8) - (T_4 - T_7)}{\ln \dfrac{(T_2 - T_8)}{(T_4 - T_7)}}$

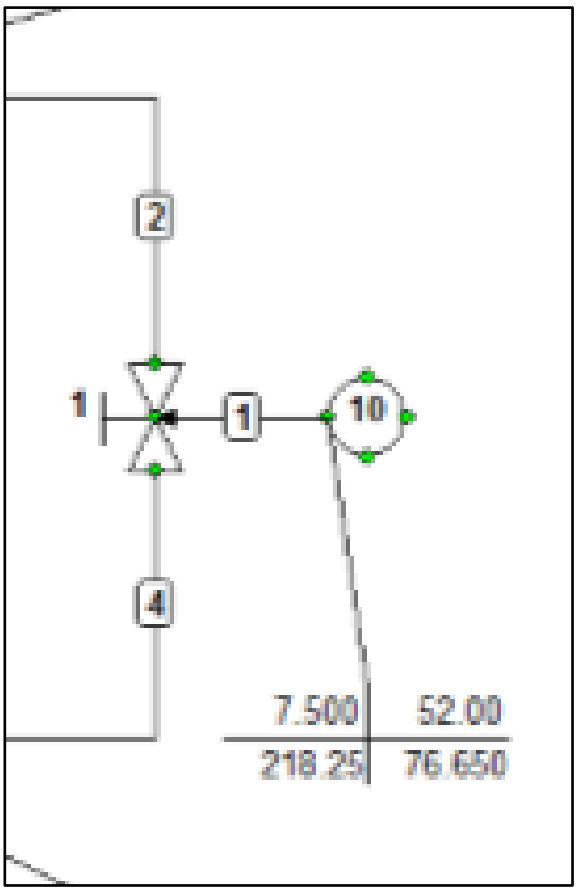
4. Perhitungan kapasitas transfer panas

$$U * A = \frac{\dot{q}}{\Delta T_{LMTD}}$$

Nilai UA ini kemudian diinputkan ke dalam permodelan di cycle tempo untuk perhitungan off-design dengan input variable lain yaitu variasi mass flow. Dengan perhitungan off-design, output radiator sisi air dan udara biasa didapatkan dengan iterasi dari input radiator yang diberikan

2.9 Persamaan Pada Splitter

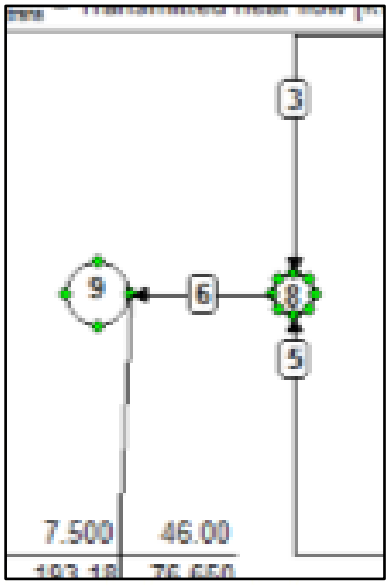
Pada splitter (apparatus 1) terjadi pemisahan aliran dengan hukum kekekalan massa $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4$



Gambar 2.24. Pipa Diagram Splitter

2.10 Persamaan Pada Mixer

Pada Mixer (apparatus 1) terjadi penggabungan aliran dengan hokum kekekalan massa $\dot{m}_3 + \dot{m}_5 = \dot{m}_6$



Gambar 2.25. Pipa Diagram Mixer

Keseimbangan energi :

$$q_6 = q_3 + q_5$$

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5$$

Dari h_8 dan dan P_8, didapatkan dari CATT atau table properties air nilai T_8

Bab 3

Metode Penelitian

BAB 3
METODE PENELITIAN

3.1 Tahap-tahap Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan melakukan perhitungan dari data eksperimen dan simulasi permodelan system ACWS menggunakan Cycle Tempo 5.1 , data parameter diambil dari:

A. Data operasi GTG 1.3

Data operasi yang diambil adalah data dari loogsheet operator per 2 jam sesuai Tabel 3.1 dibawah :

Tabel 3.1. Loogsheet GTG 13

TGL	JAM	Beban	Tambient	Radiator		Tlube oil header	Tlube oil Tank
				TIN C	TOUT C	$T_{out\ lube\ oil}$	$T_{in\ lube\ oil}$
		MW	°C	°C	°C	°C	
13/4/17	0	106.5	27	47	41.5	62	70
13/4/17	2	107.4	27	47	41.5	62	70
13/4/17	4	107.3	27	46	41	61	70
13/4/17	6	107.2	27	46	41	61	70
13/4/17	8	104.1	30	48	45	63	72
13/4/17	10	102.2	32	49	45	64	72
13/4/17	13	101.6	34	49	46	65	73
13/4/17	15	102.5	34	48	45	64	73
13/4/17	17	102.7	33	48	45	64	73
13/4/17	20	107.7	32	48	44.4	65	74
13/4/17	22	106.8	30	48	44.5	65	74

Juga diambil data ampere motor cooling fan serta debit dari pompa ACW sebagai berikut :

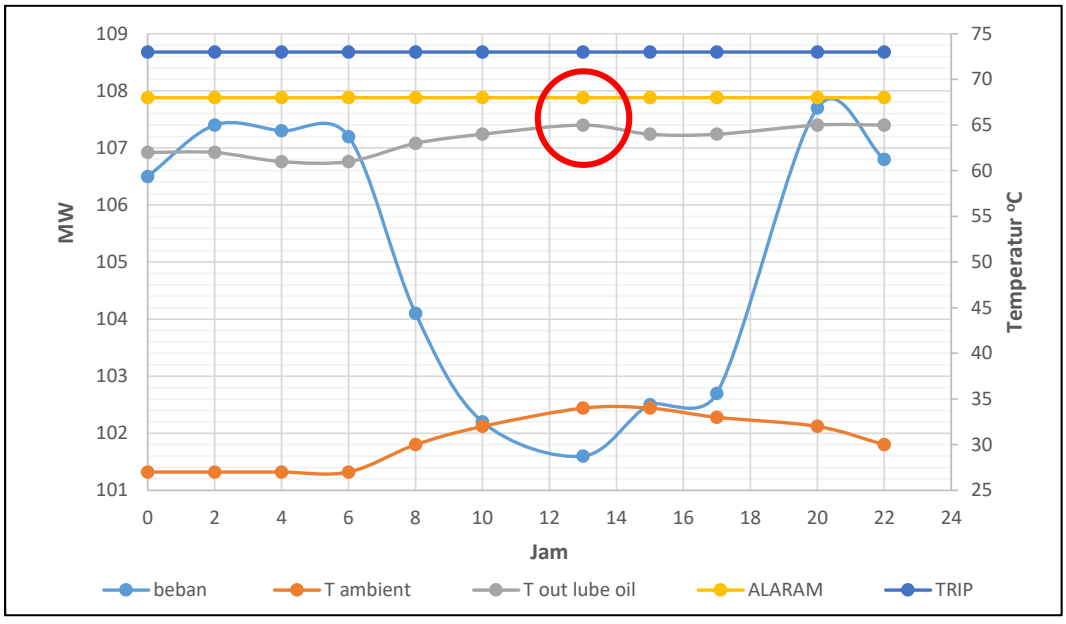
Ampere = 29

Debit ACW = 3000 LPM

Dari Tabel 3.1 diplotkan di grafik menjadi Gambar 3.1 dan didapatkan :

1. Saat GTG beroperasi maximum load, auto control nya adalah temperatur exhaust gas turbin, disini terlihat bahwa dengan kenaikan temparatur ambient, temperatur exhaust akan lebih cepat tercapai, ini yang dapat dilihat dari jam 8 pagi sampai jam 15 sore beban maximum akan turun, dan beban akan kembali mulai naik saat temperatur ambient turun.
2. Pada jam 12 sampai dengan jam 15 (lingkaran merah), terlihat grafik temperatur Tout lube oil mencapai temperatur tertinggi yaitu 65ºC, dimana saat itu temperatur ambient juga mencapai nilai tertinggi yaitu 34 ºC. Dititik ini adalah titik terawan atau unit akan mengalami derating beban tertinggi saat terjadi kerusakan 1 fan karena titik ini kondisi temperatur outlet cooler lube oil pada posisi paling dekat dengan temperatur alarm.

   Jadi input nilai parameter pada penelitian ini di ambil logsheet operasi pada jam ini dengan asumsi jika hasil yang dicapai pada penelitian dengan input titik pada kondisi di jam 13, nilai nya akan digunakan pada perhitungan berikutnya.



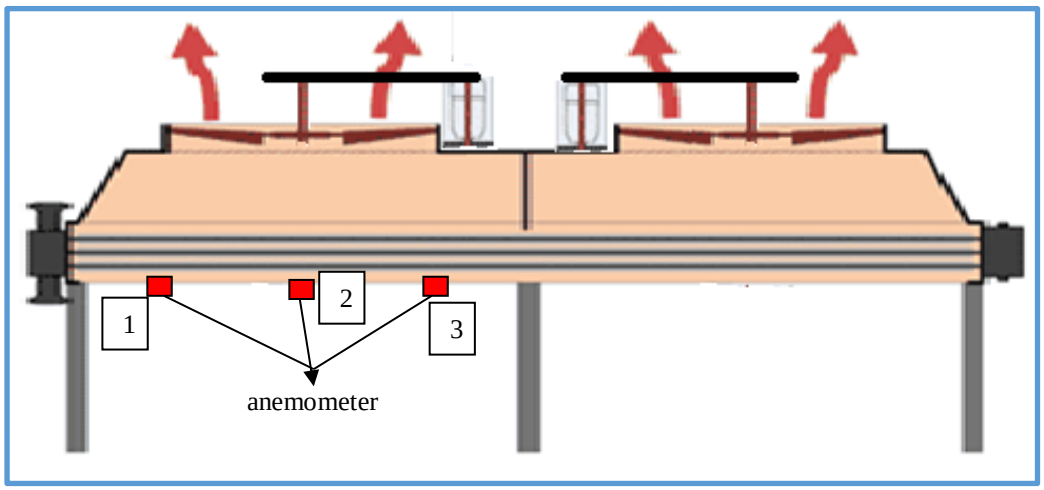
Gambar 3.1. Grafik beban, Tambient, Tout oli, Talarm dan T trip terhadap jam

B. Data Eksperimen Cooling fan di GTG 1.2

Pertimbangan eksperimen dilakukan di unit GTG 1.2 :

1. karena status GTG 1.2 standby terakhir untuk start, sehingga eksperimen tidak menggangu kinerja unit
2. Bentuk dan ukuran dan manufacture cooling fan di GTG 1.1, GTG 1.2 dan GTG 1.3 sama sehingga performa cooling fan di setiap unit di asumsikan sama.

Data ini di ambil saat unit stop dan dilakukan pengambilan data dengan mengunakan anemometer seperti gambar 3.2 dibawah



Gambar 3.2. Posisi pengambilan data

Proses pengukuran kecepatan udara pada Cooling Air Fan 2A

Pengambilan data dengan meletakkan Anemometer pada masukan aliran udara (suction Bell) di suction area $\pm$15 cm dari bawah Fin Tube[7] dengan maksud agar titik pengukuran pada daerah aliran yang fully develop.

Data yang diambil dari variasi sudut blade adalah kecepatan udara dan ampere motor.

3.2 Permodelan di Cycle Tempo

Pembuatan model ACWS di Cycle Tempo 5.1, Beberapa apparatur di cycle tempo yang digunakan dalam penelitian ini antara lain :

1. Heat exchanger untuk Radiator, Generator Cooler, Support turbin cooler, Atomizing Cooler dan Lube oil cooler
2. Pump untuk ACW pump
3. Valve untuk splitter atau membagi aliran
4. Node untuk Mixer atau pencampur aliran
5. Shink untuk cooling fan dan input parameter

Tahapan ini diawali dengan

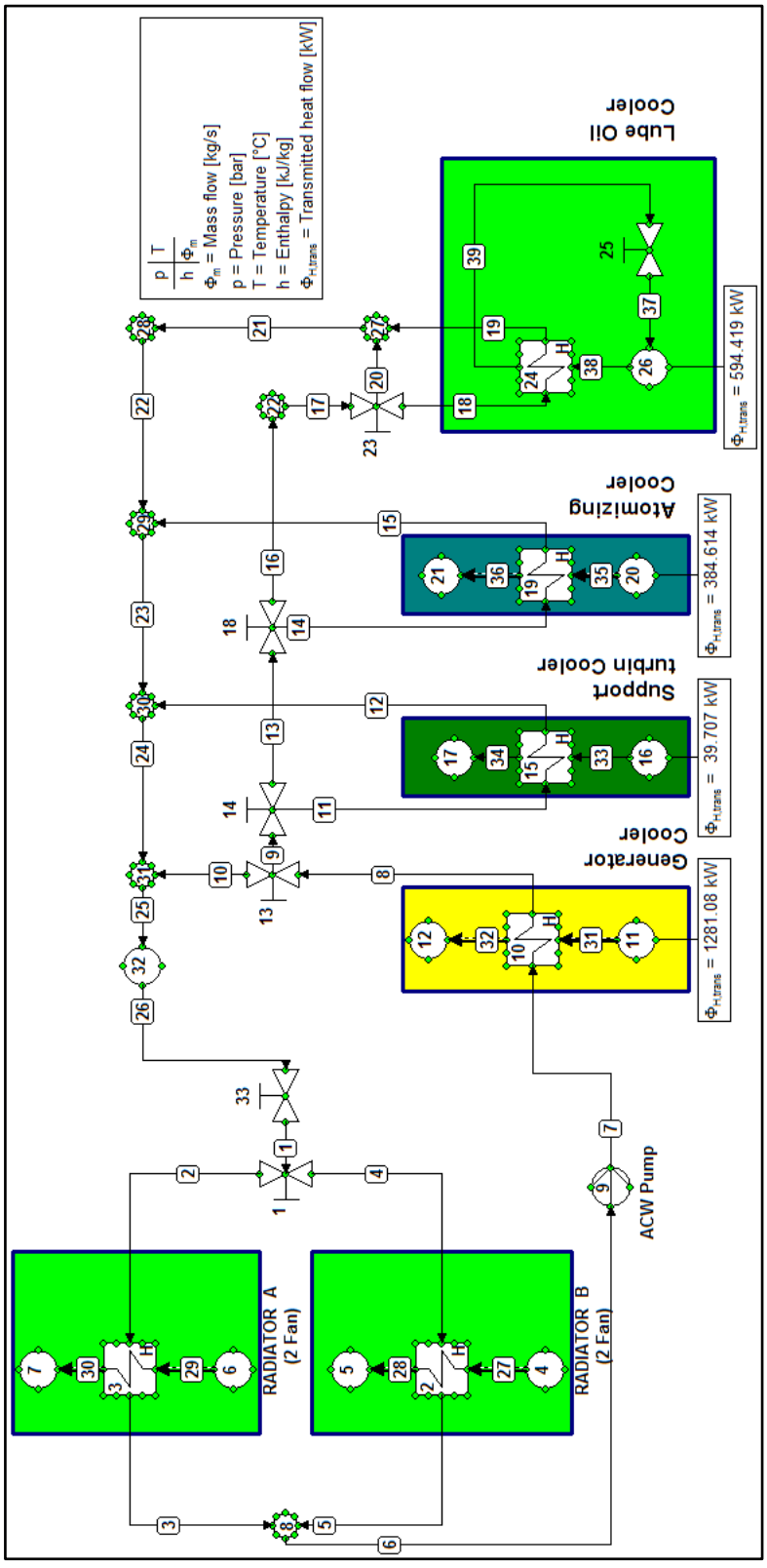
Pemodelan ACWS dengan menggunakan *software Cycle Tempo* seperti Gamber 3.3. Selanjutnya adalah memasukkan nilai parameter pada masing-masing komponen ACWS sesuai dengan data operasi dan pengukuran. Setelah success (tidak terdapat kesalahan). Selanjutnya dilakukan tahap validasi dengan membandingkan nilai yang dihasilkan software Cycle Tempo dengan nilai pada data operasi, Jika relatif sama atau maksimal error 5% maka system di Cycle tempo sudah valid, selanjutnya dilakukan proses penyederhanaan system seperti gambar 3.4 untuk analisa variasi sudut blade dengan off-design dengan 3 fan operasi (1 fan pada bay 1 dan 2 fan pada bay 2) untuk mendapatkan :

- nilai outlet temperatur radiator tiap variasi sudut blade
- nilai panas yang dilepas setiap variasi sudut blade
- Amper motor per variasi sudut blade

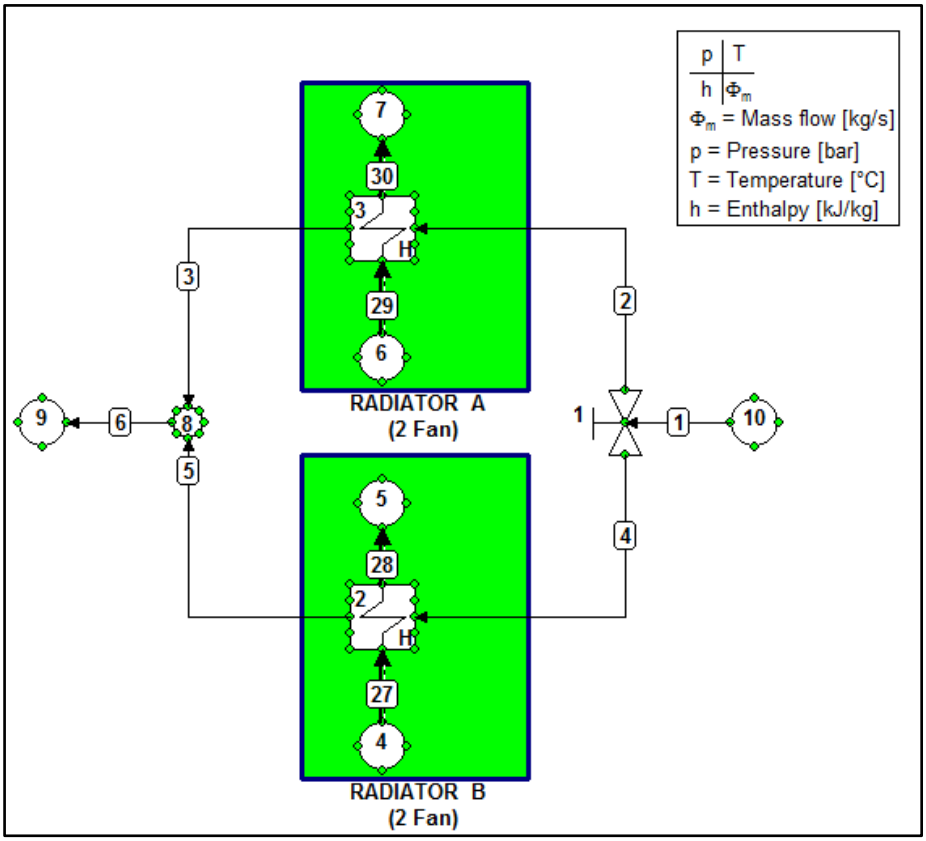
Analisa dan kesimpulan

Dari hasil simulasi variasi sudut fan dengan operasi 3 fan dilakukan analisa

- Berapa sudut blade fan berapa harus di adjust agar output temperatur ACWS sama dengan kondisi eksisting operasi 4 fan
- nilai panas yang dilepas setiap variasi sudut blade dibandingkan dengan kondisi eksisting operasi 4 fan
- Seberapa besar penghematan power yang didapat dengan pola operasi 3 fan dan perubahan sudut blade fan



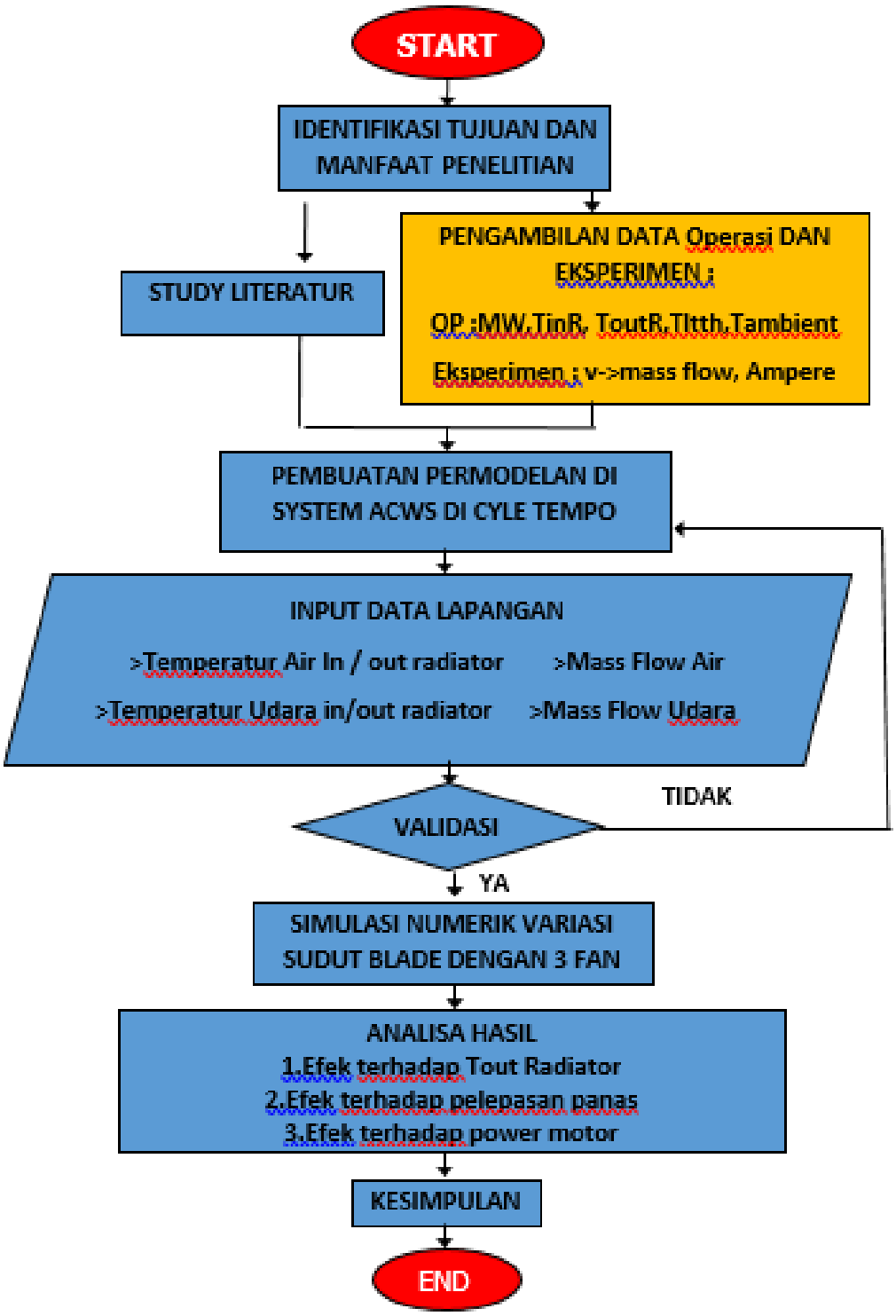
Gambar 3.3. Permodelan System ACWS Dengan Cycle Tempo



Gambar 3.4. Permodelan Radiator dengan Cycle Tempo

3.3 Diagram Alir Penelitian

Penelitian dilakukan dengan Diagram alur penelitian seperti ditunjukkan pada gambar 3.5 Adapun proses studi literatur dan studi kasus telah dijelaskan pada bab 2 dan proses perhitungan data eksperimen serta permodelan dan simulasi numerik di jelaskan pada sub bab 3.1 dan 3.2. Analisa dan hasil di sajikan di bab 4, kesimpulan dan saran di bab 5.



Gambar 3.5 Diagram Alir Penelitian

3.3 Alokasi Waktu Penelitian

Penelitian ini dijadwalkan dalam waktu 5 bulan dengan rincian kegiatan seperti pada tabel di bawah ini :

Tabel 3.3. Alokasi waktu penelitian.

Kegiatan	I				II				III				IV				V				VI			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Study literatur																								
Pengambilan data lapangan																								
Pembuatan permodelan di software																								
Validasi																								
Study experimen																								
Penulisan laporan																								
Sidang proposal tesis																								
Sidang tesis																								

Bab 4

Analisa dan Pembahasan

BAB 4
HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan dari data empiris dan perhitungan numerik simulasi Cycle Tempo dan analisa hasil perhitungan tersebut. Perhitungan empiris dilakukan untuk mencari massa aliran udara tiap variasi sudut serang dan dari massa aliran udara dilakukan perhitungan heat transfer dengan 3 buah fan dan melihat temperature output dari header radiator. Adapun simulasi Cycle Tempo dilakukan dengan memasukan parameter operasi dan massa aliran hasil eksperimen dan di tampilkan dalam grafik efek perubahan temperature outlet header Radiator ACWS, kalor yang dilepas serta ampere motor yang diperlukan.

4.1. Data Perhitungan

Data perhitungan yang digunakan merujuk dari data operasi GTG 1.3 dan data eksperimen variasi sudut serang di GTG 12.

4.1.1. Pengambilan Data Kecepatan Udara tiap Variasi Sudut Blade

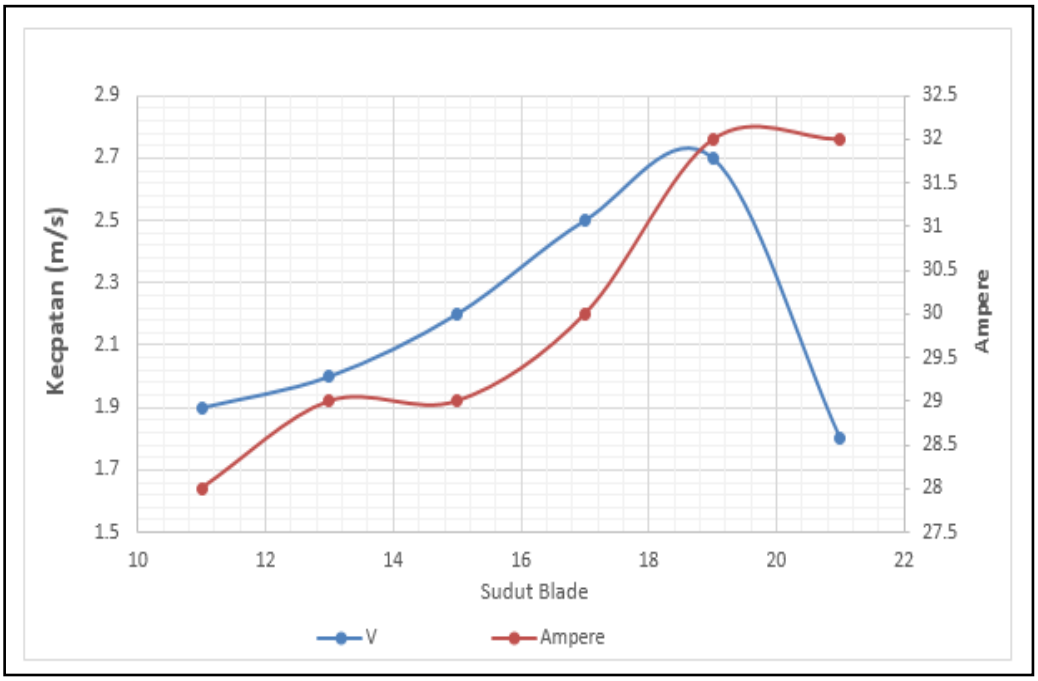
Data pengukuran kecepatan diambil sesuai dengan Gambar 3.2 ditampilan pada Tabel 4.1 berikut:

Tabel 4.1. Data Pengukuran Kecepatan dan Arus Motor terhadap variasi sudut blade Fan A GTG 1.2

Fan A

Sudut	Kecepatan Udara				Ampere
(°)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	v3 (m/s)	v rata rata	A
11	1.9	1.9	1.9	1.9	28
13*	2	2	2	2.0	29
15	2.2	2.2	2.3	2.2	29
17	2.5	2.5	2.6	2.5	30
19	2.7	2.8	2.7	2.7	32
21	1.8	1.9	1.7	1.8	32
23	-	-	-	-	
25	-	-	-	-	

Data tersebut diplotkan ke dalam Gambar 4.1 dibawah



Gambar 4.1 Grafik kecepatan dan Arus motor terhadap Sudut blade

Dari Gambar 4.1 dapat di lihat bahwa saat sudut blade diturunkan dari 13^{o} ke 11^{o} kecepatan udara dan Ampere motor menurun, sehingga di simpulkan untuk tidak mengambil pengukuran pada sudut blade lebih kecil lagi.

Akan tetapi pada sudut blade lebih besar dari 13^{o} kecepatan udara naik diikuti dengan kenaikan ampere motor. Ini berlanjut terus seiring kenaikan sudut blade yang dilakukan, akan tetapi pada sudut 21^{o} terjadi penurunan kecepatan yang ekstrim dengan indikasi kenaikan noise dan kenaikan ampere motor. Ini mengindikasikan bahwa *Stall* terjadi di sudut blade ini dan eksperimen dibatasi pada sudut ini untuk menghindari terjadinya vibrasi tinggi.

Jadi pada penelitian kali ini akan dihitung dan disimulasikan data eksperimen dari pengukuran kecepatan pada blade 13^{o}, 15^{o} ,17^{o},19^{o} dengan parameter operasi pada saat kondisi GTG 13 beban maksimum dan temperature ambient sedang tinggi

4.1.2. Perhitungan Massa Aliran Udara

✓ Dari data operasi dan dimensi radiator diketahui :

- Temperatur Ambient : 34^o
- Luas penampang radiator per fan, A $A = \frac{L}{2} x\, w = \frac{11.6}{2} x\, 3.25 = 18.7\, m^2$
- Densitas udara = 1,138 kg/m^3
- Untuk sudut 13^o , v = 2 m/s
  - ✓ $\dot{m}$ = ρ x v x A = 1.138 x 2 x 18.7
    = 42,561.2 Kg/s
- Untuk sudut 15^o , v = 2.2 m/s
  - ✓ $\dot{m}$ = ρ x v x A = 1.138 x 2.2 x 18.7
    = 47,526.7 Kg/s
- Untuk sudut 17^o , v = 2.5 m/s
  - ✓ $\dot{m}$ = ρ x v x A = 1.138 x 2.5 x 18.7
    = 53,910.9 Kg/s
- Untuk sudut 19^o , v = 2.7 m/s
  - ✓ $\dot{m}$ = ρ x v x A = 1.138 x 2.2 x 18.7
    = 58,167.0 Kg/s

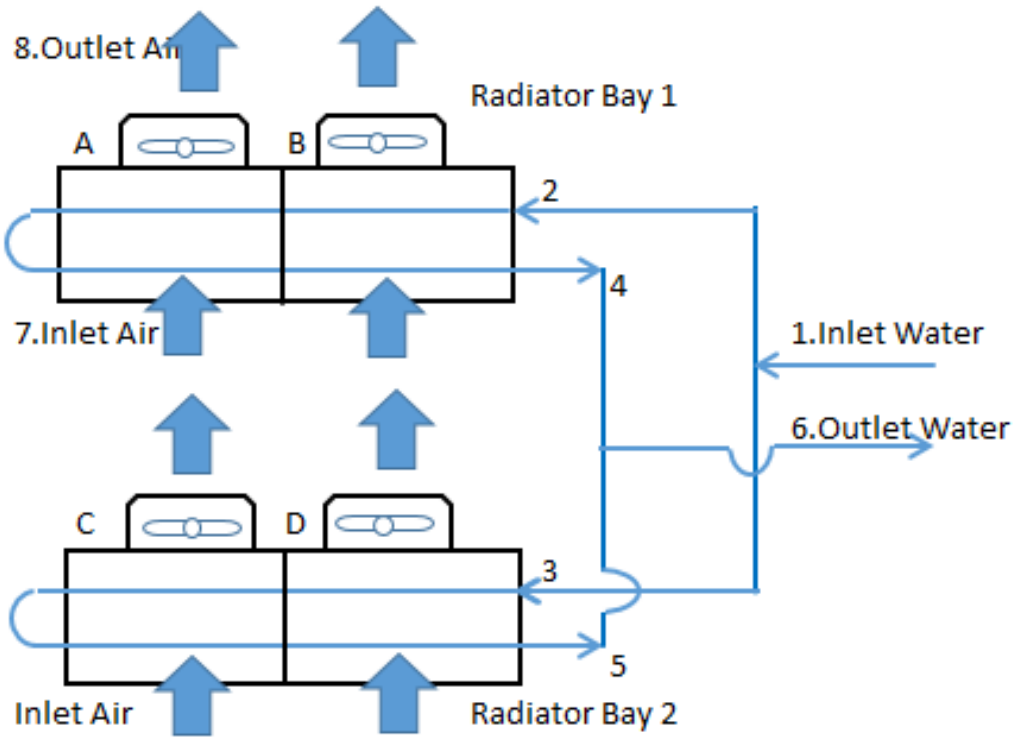
Perhitungan massa aliran diatas disajikan dalam Tabel 4.2 berikut :

Tabel 4.2. Perhitungan massa aliran udara pada fan dengan variasi sudut blade

No	Sudut (o)	v (m/s)	ƒ (Kg/m3)	A (Kg/m3)	$\dot{m}$ Kg/s
		a	b	c	d = a*b*c
1	13*	2.0	1.14	18.7	42.6
2	15	2.2	1.14	18.7	47.5
3	17	2.5	1.14	18.7	53.9
4	19	2.7	1.14	18.7	58.2

4.1.3. Perhitungan Perpindahan Panas Eksisting

Dari gambar 2.3 skema ACWS dan gambar 2.25 Radiator di Cycle Tempo di buatkan diagram pipa air seperti di gambar 4.2 dibawah



Gambar 4.2 Diagram Alir Radiator

Dari data logsheet GTG 13 jam 13 di peroleh data :

- ✓ $\dot{v}_1$= kecepatan air ACWS = 3000 Lpm = 0.05 m^3/s
- ✓ $\dot{v}_2 = \frac{v_1}{2} = \frac{0.05}{2} = 0.025$ m^3/s
- ✓ T_1 = temperatur masuk radiator = 49°C
- ✓ T_6 = temperature keluar radiator = 46°C
- ✓ T_7 = tempertur masuk radiator = 34°C

Dari tabel properties water A.6 pada P = 7.5 bar didapat :

ρ= 989.11 kg/s

1. Aliran air di bagi menjadi dua bagian dengan massa alir yang sama besar yaitu:

   $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$, dimana $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ = 0.025 x 989.11 = 24.73 kg/s

2. Perhitungan perpindahan panas di radiator setiap bay(titik 4 dan 5). Di titik ini dihitung dengan operasi 2 fan A dan B dibay 1 dan 2 fan C dan D di bay 2, massa aliran udara dengan fan 13º

   ⇨ Sisi air

   ✓ Panas $\dot{q} = \dot{m}_2\ x\ (h2 - h4)$

   Dari aplikasi CATT (Lampiran 8):

   Titik 2 : T_2 = 49ºC , P_2 = 7.5 bar => h_2 = 205.8 kJ/kg

   Titik 4 : T_4 = 46ºC , P_4 = 6.5 bar => h_2 = 193.2 kJ/kg

   $\dot{q} = \dot{m}_2\ x\ (h2 - h4)$ = 24.73 x (205.8 – 193.2) = 311.60 KW

   ⇨ Sisi udara

   ✓ $\dot{m}_7$ = 2 x 42.56 Kg/s = 85.12 kg/s ➔ aliran massa udara radiator bay 1

   $\dot{q} = \dot{m}_7\ x\ (h_8 - h_7)$ ➔ $h_8 = h_7 + \frac{\dot{q}}{\dot{m}_7}$

   Dari aplikasi CATT : Titik 7 : T_7 = 34ºC , P_7 = 1 bar => h_7 = 205.8 kJ/kg

   $$h_8 = 307.7 + \frac{311.60}{85.12} = \ 311.36 \text{ kJ/kg}$$

   Dari aplikasi CATT :

   pada P_8 = 0.9 bar, h_8 = 311.36 kJ/kg => T_8 = 37.7 ºC

   ⇨ Menghitung delta LMTD

   $$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_2 - T_8) - (T_4 - T_7)}{\ln \frac{(T_2 - T_8)}{(T_4 - T_7)}}$$

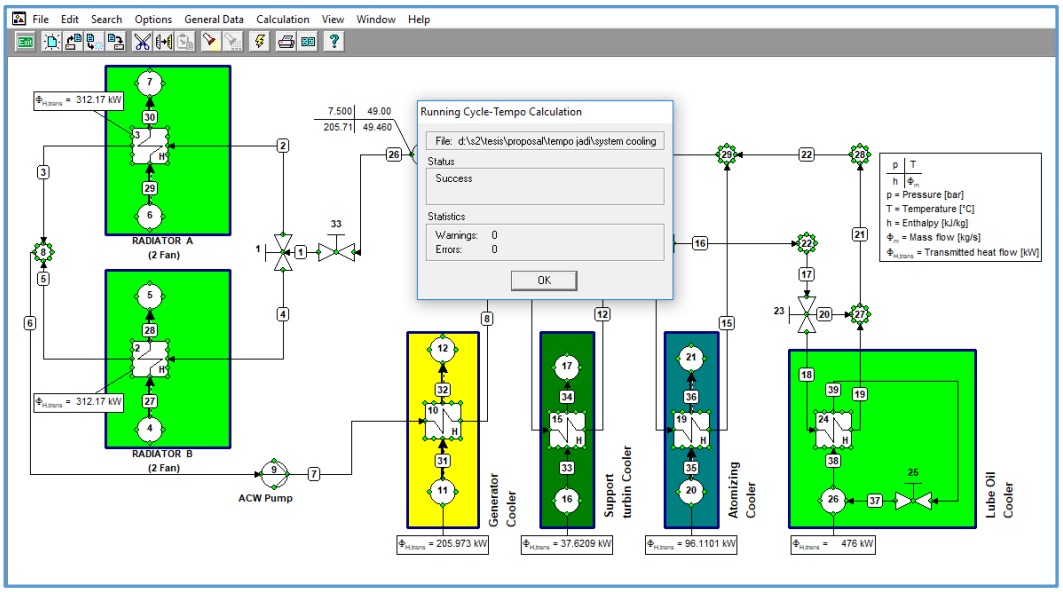
   $$= \frac{(49 - 37.7) - (46 - 34)}{\ln \frac{(49 - 37.7)}{(46 - 34)}} = 11.65\ ^{o}C$$

⇨ Menghitung U*A

⇨ $U * A = \frac{\dot{q}}{\Delta T_{LMTD}} = \frac{311.60}{11.65} = 26.75$ kW

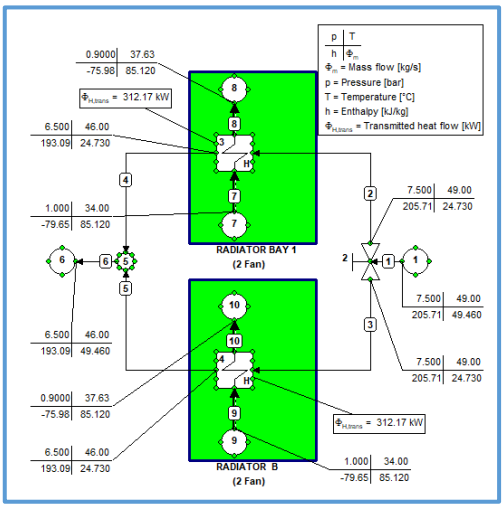
4.2. Permodelan system ACWS di Cycle Tenpo

Selanjutnya dari permodelan system ACWS seperti piping diagram Gambar 2.23 dengan input parameter operasi dan pengukuran lapangan, selanjutnya dilakukan Run!, jika sudah tidak ada warning dan error di prosess running maka permodelan sukses seperti pada gambar 4.3



Gambar 4.3 Running ACWS di Cycle Tempo

Untuk Analisa variasi sudut blade, system ACWS disederhanakan dengan melakukan pemotongan system on-base ACWS sehingga tinggal system off-base ACWS seperti terlihat seperti Gambar 4.4 dan dimasukan parameter parameter seperti pada Tabel 4.3



Gambar 4.4 Running Radiator di Cycle Tempo

Tabel 4.3.Input Parameter ACWS di Cycle Tempo

Apparatus No	Name	Input Parameter
1	Inlet Header	24.73 kg/s
2	Radiator B	DELP1=0.1, DELP2= 1, TOUT2= 46
3	Radiator B	DELP1=0.1, DELP2= 1, TOUT2= 46
4	Inlet Fan Radiator B	POUT= 1, TOUT= 34,
5	Outlet Fan B	-
6	Inlet Fan Radiator A	POUT= 1, TOUT= 34,
7	Outlet Fan A	-
8	Outlet Header	-
9	Pump ACW	POUT= 7.5, ETHAI= 1
10	Generator Cooler	DELP1=0, TOUT1= 47, DELP2=0
11	Inlet air Generator	POUT= 2, TOUT= 80, DELM= 50
12	Outlet air Generator	-
13	Spiltter	DELP=0, PIPE= 10, FLOW= 1.9 kg/s
14	Spiltter	DELP=0, PIPE= 11, FLOW= 1.9 kg/s
15	Support turbin Cooler	DELP1=0, DELP2=0, TOUT2= 49
16	Inlet Support turbin Cooler	POUT= 7.5, TOUT= 55, DELM= 1.5
17	Outlet Support turbin Cooler	-
18	Splitter	DELP=0, PIPE= 14, FLOW= 23 kg/s
19	Atomizing Cooler	DELP1=0, TOUT1= 48, DELP2=0
20	Inlet Atomizing Cooler	POUT= 7, TOUT= 150, DELM= 25
21	Outlet Atomizing Cooler	-
22	Header	-
23	Spitter	DELP=0, PIPE= 20, FLOW=0 kg/s
24	Lube Oil Cooler	DELP1=0, DELP2=0, DELTL= 18
25	lube Oil Pump	DELP=0, PIPE= 37, FLOW= 14.2 kg/s
26	Lube oil Heat	POUT= 5, DELP=0, DELE= -476, ESTMAS= 14.2
27,28,29,30,31	header	-
28	header	-
32	Heat loss pipa	DELP=0, DELE= 196.36
33	Water Flow	DELP=0, PIPE= 1, FLOW= 49.46 kg/s

4.2.1. Off-Design Radiator

Metode Off design digunakan untuk menghitung secara iterasi jika dua parameter temperature tidak diketahui. Untuk kalkulasi off-design Cycle-Tempo menggunakan tingkat kapasitas transfer panas dari panas permukaan exchanger, U*A. Dalam perhitungan desain. Untuk situasi desain, nilai UA sama dengan :

$$UA' = UA * \left(\frac{\Phi_m}{DSMAS1} \right)^{ETHA}$$

Dari persamaan 9 : $\dot{q} = U * A \; x \; \Delta T_{LMTD}$

Dimana dari Heat Exchanging Equipment di cycle tempo seperti tabel 4.4:

Tabel 4.4. Heat Exchanging Equipment

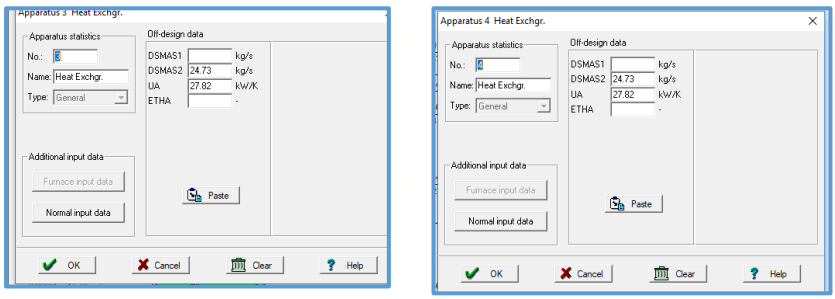
App. no.	Name	Type	Low end temperature diff. [K]	High end temperature diff. [K]	Transmitted heat flow [kW]
3	Heat Exchgr.	6	12.00	11.29	312.17
4	Heat Exchgr.	6	12.00	11.29	312.17

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(\Delta T_h - \Delta T_L)}{\ln \frac{(\Delta T_h)}{(\Delta T_L)}} = \frac{(11.29 - 12)}{\ln \frac{(11.29)}{(12)}} = 11.64 \text{ K}$$

$$\dot{q} = U * A \; x \; \Delta T_{LMTD} \rightarrow U*A = \frac{\dot{q}}{\Delta T_{LMTD}} = \frac{312.17}{11.64} = 27.82 \text{ kW}$$

Untuk parameter massa alir dipakai DSMAS2.

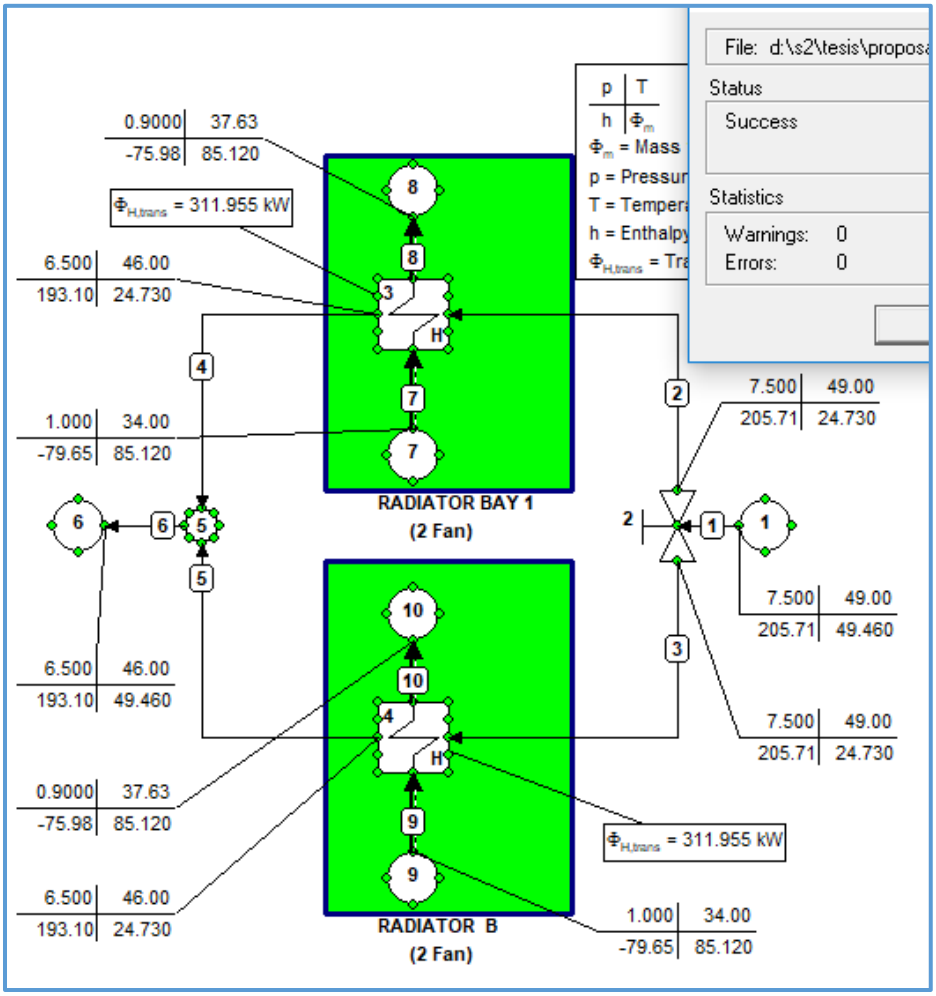
Nilai UA dan massa alir air di masukkan ke Off design radiator seperti pada gambar 4.5 :



Gambar 4.5 Input Parameter Off Design parameter Radiator

Selanjutnya di running system radiator off-design seperti gambar 4.6 dibawah dan hasil outputnya dibandingkan atau di validasi terhadap hasil perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya. Hasil validasi ditampilan di tabel 4.5 dimana terlihat pada warna kuning yaitu selisih atau deviasi antara perhitungan dan cycle tempo memiliki hasil yang relatif kecil. Dimana deviasi terbesar didapat pada nilai T8 yaitu sebear 0.07ºC atau setara dengan error 0.19%. oleh karena error masih dibawah 5%, sehingga system pada cycle tempo valid dan bisa digunakan untuk simulasi perhitungan variasi masa alir berikutnya.

.



Gambar 4.6 Running Off Design Radiator 4 fan

Tabel 4.5. Validasi perhitungan terhadap runnng system di Cycle Tempo

Validasi						
No	Parameter		Perhitungan	Cycle Tempo	Selisih	Error
1	P2	Bar	7.5	7.5	0	
2	T2	C	49	49	0	
3	$\dot{m}_2$	kg/s	24.73	24.73	0	
4	P4	Bar	6.5	6.5	0	
5	T4	C	46	46	0	0.00%
6	$\dot{m}_4$	kg/s	24.73	24.73	0	
7	P7	Bar	1	1	0	
8	T7	C	34	34	0	
9	$\dot{m}_7$	kg/s	85.12	85.12	0	
10	P8	Bar	0.9	0.9	0	
11	T8	C	37.7	37.63	0.07	0.19%
12	$\dot{m}_8$	kg/s	85.12	85.12	0	
13	$\dot{q}$	Kw	311.6	311.95	-0.35	0.11%
				= output		

4.3. Perhitungan Numerik Cycle Tempo Variasi Massa aliran Udara

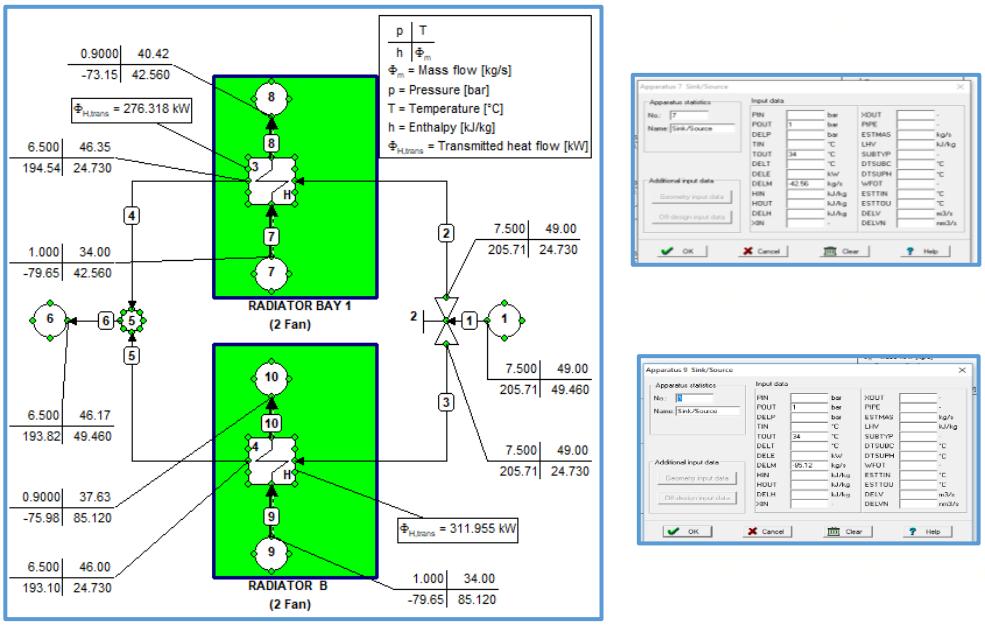
Penelitian selanjutnya adalah mencari temperatur outlet (T_6) dengan variasi massa aliran udara pada setiap fan dimana pada radiator bay 1 mengunakan 1 fan dan pada radiator bay 2 mengunkan 2 fan seperti pada tabel 4.6

Tabel 4.6. Massa Alir tiap bay dengan variasi jumlah fan operasi

Radiator	Jumlah Fan	Total massa alir (kg/s)			
		sudut blade			
		13°	15°	17°	19°
Bay 1	1	42.56	47.53	53.91	58.17
Bay 2	2	85.12	95.05	107.82	116.33

4.3.1 Simulasi 3 fan pada sudut blade 13º

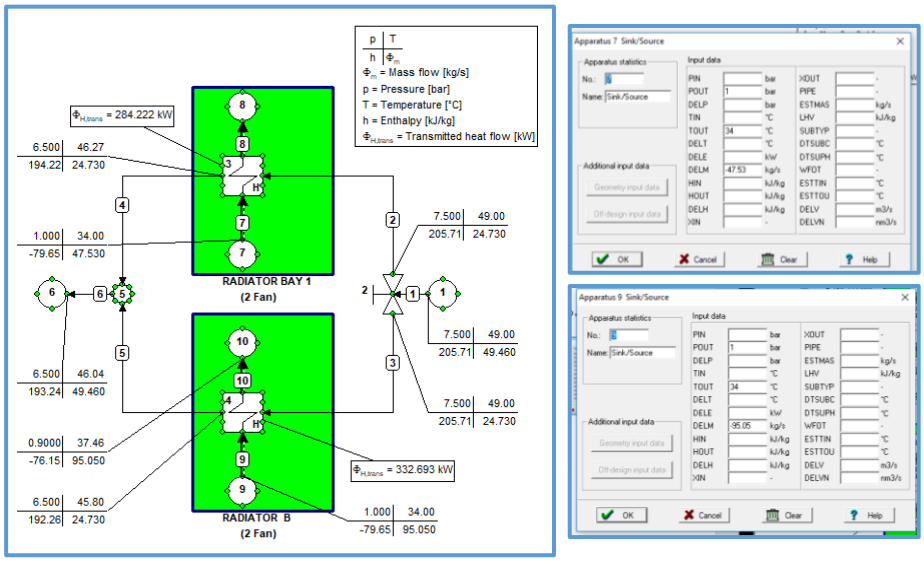
Input parameter massa udara pada apparatur no 7 dan 9 dan running systemnya seperti gambar 4.7 dibawah.



Gambar 4.7 Input dan Running Off Design Radiator 3 fan sudut blade 13º

4.3.2 Simulasi 3 fan pada sudut blade 15º

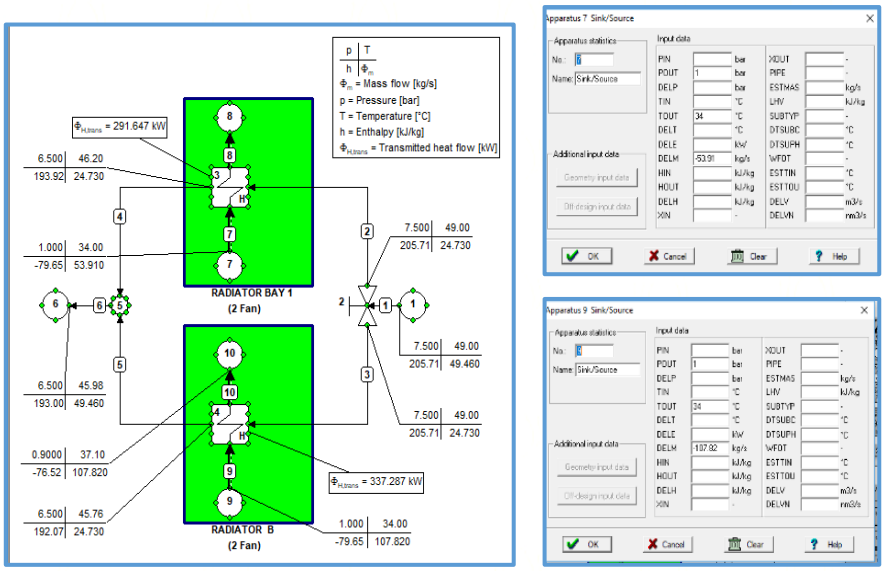
Input parameter massa udara pada apparatur no 7 dan 9 dan running systemnya seperti gambar 4.8 dibawah.



Gambar 4.8 Input dan Running Off Design Radiator 3 fan sudut blade 15º

4.3.3 Simulasi 3 fan pada sudut blade 17º

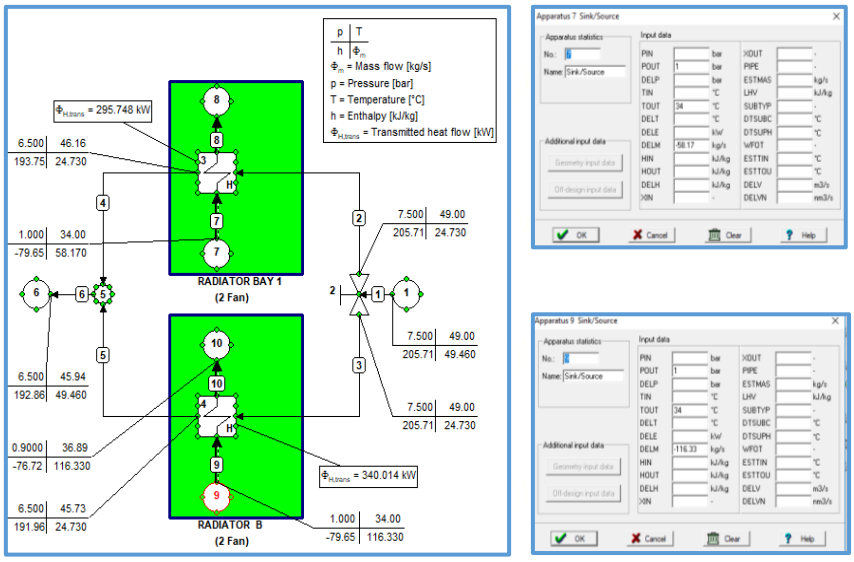
Input parameter massa udara pada apparatur no 7 dan 9 dan running systemnya seperti gambar 4.9 dibawah.



Gambar 4.9 Input dan Running Off Design Radiator 3 fan sudut blade 17º

4.3.4 Simulasi 3 fan pada sudut blade 19º

Input parameter massa udara pada apparatur no 7 dan 9 dan running systemnya seperti gambar 4.10 dibawah.



Gambar 4.10 Input dan Running Off Design Radiator 3 fan sudut blade 19º

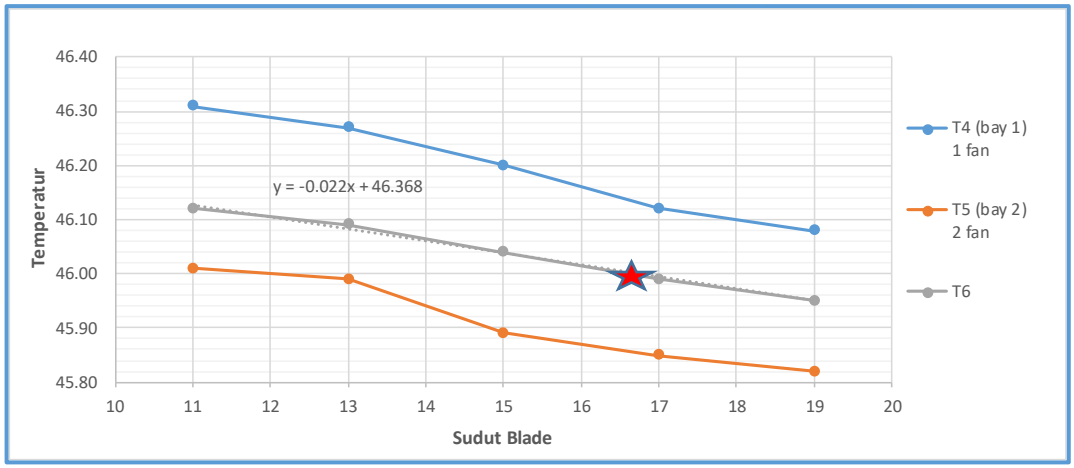
4.4 Analisa dan Pembahasan

4.4.1 Pengaruh variasi Sudut Blade terhadap Temperatur outlet Radiator

Dari simulasi pada setiap variasi sudut blade fan di peroleh data temperatur outlet masing-masing bay radiator, yaitu T4 adalah outlet temperature bay 1 dengan operasi 1 fan, T5 adalah outlet temperature bay 2 dengan operasi 2 fan, serta T6 adalah outlet header dari penggabungan pipa 4 dan pipa 5, ditabelkan di Tabel 4.7 dan dapat di plotkan pada grafik gambar 4.11 dibawah.

Tabel 4.7. Tabel outlet temperatur dengan variasi sudut blade

No	Radiator	Jumlah Fan on	Pipa No	Temperatur (°C)				
				11	13	15	17	19
1	Bay 1	1	4	46.38	46.35	46.20	46.12	46.08
2	Bay 2	2	5	46.02	46.00	45.89	45.85	45.82
	Total	3	6	46.20	46.17	46.04	45.99	45.95



Gambar 4.11 Grafik temperatur outlet radiator terhadap sudut blade

Dari gambar 4.11 dapat dilihat bahwa temperatur outlet bay 1 (T4) pada semua variasi sudut blade memiliki nilai diatas batas temperatur maximum yaitu 46 °C, sementara temperatur outlet bay 2 (T5) pada semua variasi sudut blade memiliki nilai di bawah batas temperatur maximum, kedua titik tersebut kemudian

bercampur di header (T6) dimana dapat dilihat ada nilai yang lebih besar dari T max dan lebih kecil dari Tmax. Untuk mendapatkan nilai sudut blade dengan outlet temperatur 46 ^{o}C maka grafik T6 dilakukan regresi, sum squre error terkecil (lampiran 9) diperoleh dari regresi linier yang menghasilkan persamaan : $y = -0.022X + 46.368$.

Dengan y = 46 maka :

$$46 = -0.022X + 46.368$$

$$X = \frac{(46.368 - 46)}{0.022} = 16.7$$

Jadi nilai sudut blade 16.7 derajat dengan internal confidence seperti pada lampiran 9 pada perhitungan simulasi akan menghasilkan temperature outlet radiator (T6) sebesar nilai T max (46 ^{o}C) dengan operasi 3 fan on dan 1 fan off. (tanda bintang pada gambar 4.11). jika setting sudut blade fan dibawah 16.7^{o} maka temperatur outlet radiator akan lebih besar dari 46 ^{o}C yang akan berpotensi mengakibatkan temperatur lube oil akan mencapai 68 ^{o}C (Alarm). sebaliknya untuk setting diatas 16.7^{o} temperatur outlet radiator akan dibawah 46 ^{o}C dimana akan mengakibatkan temperatur lube oil turun, penurunan temperatur ini tentunya akan menurunkan nilai viskositas oli, akan tetapi untuk iklim tropis di indonesia tidak mungkin penurunannya mencapai viskositas minimum pada temperatur minimum oli yang direkomendasikan yaitu 54^{o}, juga dampak efek perubahan viskositas oli terhadap performa gas turbin sangat kecil sehingga bisa diabaikan. Sehingga dampak setting sudut blade fan lebih besar dari 16.7^{o} adalah bertambahnya power motor yang digunakan. Pada sudut blade fan 19 ^{o}C diperoleh temperatur output radiator terendah yang akan memberi dampak paling aman karena akan memberikan selisih terjauh terhadap temperatur alarm.

4.4.2 Pengaruh variasi Sudut Blade terhadap Panas yang di Buang

Dari simulasi pada setiap variasi sudut blade fan dengan 3 fan operasi dapat di peroleh data panas yang dibuang pada outlet masing-masing bay radiator yang ditampilkan pada Tabel 4.8, dan pada gambar 4.12 ditampilan grafik panas yang

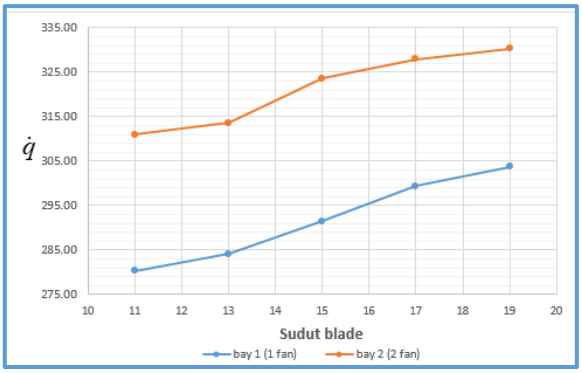
dibuang per bay dimana radiator bay 1 dengan operasi 1 fan dan bay 2 dengan operasi 2 fan. Disini terlihat pada bay 1, panas yang dibuang lebih kecil dari bay 2 oleh karena massa alir udara yang di hisap oleh 1 fan lebih sedikit daripada dengan 2 fan. Seiring kenaikan sudut blade, massa alir tiap fan naik dan panas yang dilepas juga naik, pada gambar 4.13 ditampilkan grafik total panas yang di lepas dengan 3 fan dengan variasi sudut blade, dengan regresi, sum squre error terkecil (lampiran 10) diperoleh dari regresi polymonial 3 yang menghasilkan persamaan :

$y = -0.1708x^3 + 7.6089x^2 - 104.89^x + 1051.6.$

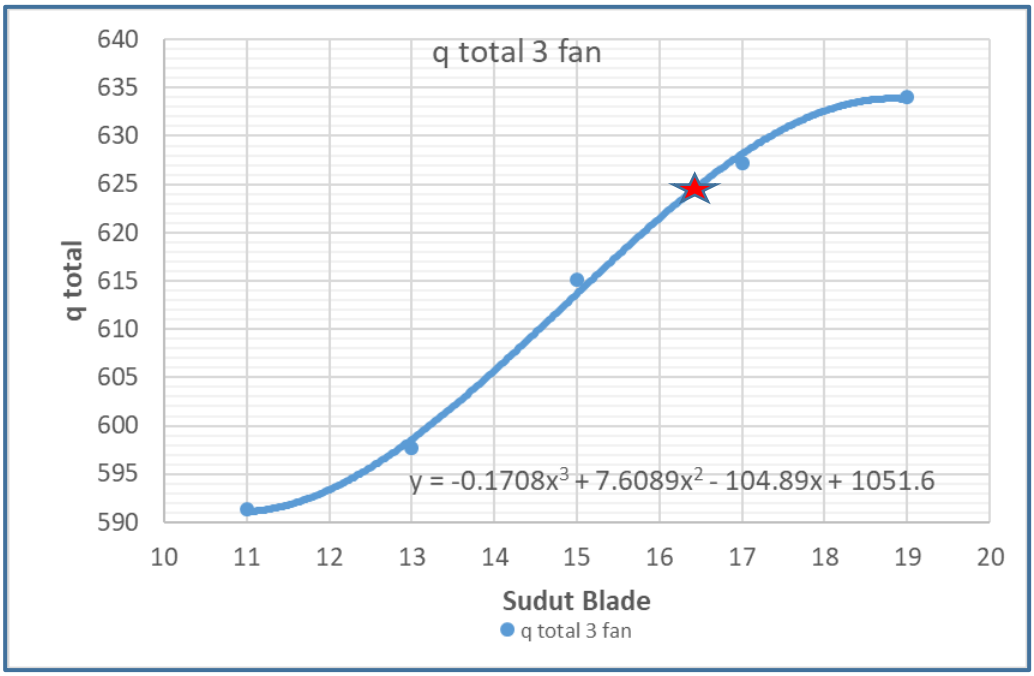
dengan x = 16.7^o, diperoleh panas total yang dibuang adalah 626.49 kW dengan internal confidence seperti lampiran 10 dimana minimal nilai yang diperlukan adalah 623.91 kW. artinya dibawah sudut 16.7^o dengan 3 fan operasi, radiator tidak mampu membuang kalor minimal yang harus dibuang, dan diatas sudut blade 16.7^o sampai dengan 19^o radiator mampu membuang panas minimal yang harus dibuang oleh system ACWS.

Tabel 4.8. Tabel $\dot{q}$ per Bay Radiator setiap variasi sudut blade

No	Radiator	Jumlah Fan on	Panas yang di buang $\dot{q}$ (Kw)				
			11	13	15	17	19
1	Bay 1	1	272.81	276.32	284.22	299.33	303.71
2	Bay 2	2	310.00	311.96	322.69	327.91	330.33
	Total	3	582.81	588.27	606.91	627.24	634.04
	eksisting	4	623.91	623.91	623.91	623.91	623.91



Gambar 4.12 Grafik $\dot{q}$ (Kw) per Bay dengan variasi sudut blade



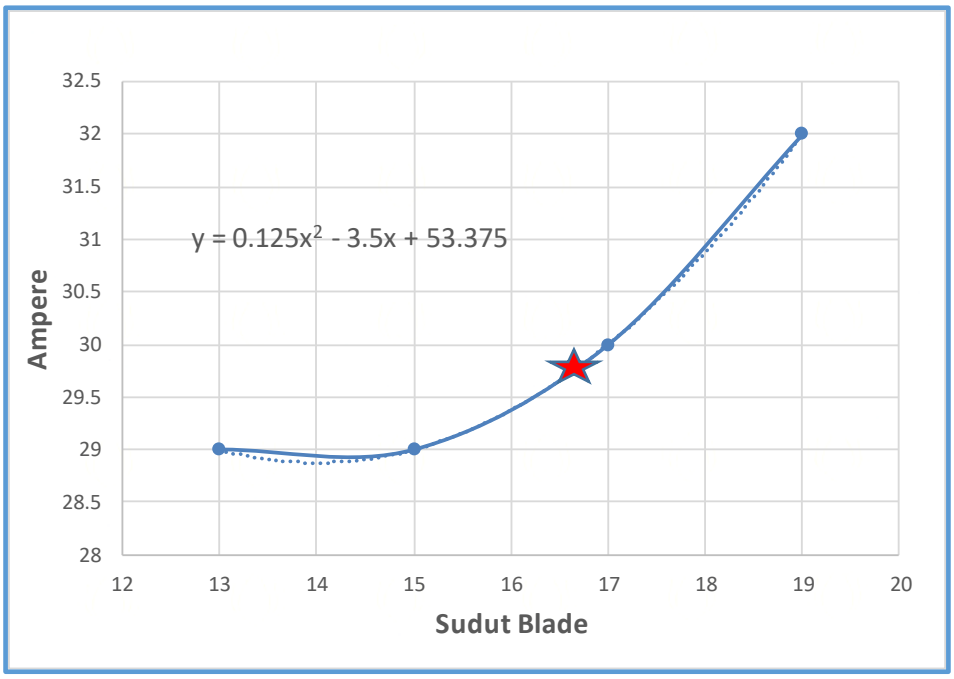
Gambar 4.13 Grafik $\dot{q}$ total (kW) 3 fan per variasi sudut blade

4.3.3 Ampere Motor pada Variasi Sudut Blade

Dari pengambilan data lapangan setiap variasi sudut blade fan di peroleh nilai ampere motor, dari nilai yang terukur pada Tabel 4.1 kemudian diplotkan pada grafik gambar 4.14 dan dicari formula regresinya. Dari formula regresinya dengan sum squre error terkecil (lampiran 11) diperoleh dari regresi polymonial 3 yang menghasilkan persamaan :

y = 0.125x2 - 3.5x + 53.375

dengan memasukan nilai sudut yang optimal. Diperoleh pemakaian power total dengan 3 fan beroperasi :.



Gambar 4.14 Grafik ampere motor terhadap sudut blade

Perhitungan power pada sudut blade 16.7°

$$Y = 0.125X^2 - 3.5X + 53.375$$

$$Y = 0.125*16.7^2 - 3.5*16.7 + 53.375 = 29.8\ Ampere$$

Jadi ampere pada saat setting sudut blade 16.7° adalah sebesar 29.8 A dengan internal confidence seperti lampiran 11.

Total daya 3 motor yang dibutuhkan adalah :

$$P(HP) = \sqrt{3}\ x\ V\ x\ I\ X\ Cos\varphi\ x\ 0.00134\ x\ 3 = \sqrt{3}\ x\ 380\ x\ 29.8\ X\ Cos\varphi\ x\ 0.00134\ x\ 3$$

= 67 Hp

Sedangkan pada sudut eksisting yaitu 13° , ampere motor terukur 29 A, sehingga daya total 4 motor adalah :

$$P(HP) = \sqrt{3}\ x\ V\ x\ I\ X\ Cos\varphi\ x\ 0.00134\ x\ 3 = \sqrt{3}\ x\ 380\ x\ 29\ X\ Cos\varphi\ x\ 0.00134\ x\ 4$$

= 87 Hp

Jadi penghematan atau effisiensi daya yang diperoleh dari penelitian ini adalah sebesar 87 – 67 = 20 HP atau 14,920 Watt

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

Bab 5

Kesimpulan dan Saran

BAB 5
KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan

Dari penelitian "Peningkatan Performa ACWS Dengan Merubah Sudut Blade Fan Pada Radiator GTG 13 Pasca Upgrade Up Muara Karang" didapat beberapa kesimpulan, yaitu :

1. Dari eksperimen lapangan di peroleh bahwa sudut blade fan dapat tambah sampai dengan 19^o untuk menaikkan hisapan udara yang lebih besar pada radiator ACWS
2. Dengan simulasi numerik Cycle Tempo diperoleh bahwa dengan operasi 3 dari 4 fan on, dengan sudut blade fan 16.7^o pada temperature ambient 34^oC dan temperature air masuk sebesar 49^oC, Temperatur output radiator diperoleh sebesar 46^oC dan kalor yang dibuang sebesar 627.2 Kw, kondisi yang sama dengan saat operasi fan 4 fan on. Pada maksimal sudut yaitu 19^oC akan didapat temperature output radiator paling rendah atau paling jauh dari temperature alarm, akan tetapi power listrik yang dibutuhkan juga paling besar diantara variasi sudut blade fan.
3. Dengan operasi 3 fan on, diperoleh pengurangan pemakain power listrik untuk motor sebesar 14,920 Watt
4. Jadi dengan menaikan sudut blade fan menjadi 16.7^o dari 13^o, system ACWS bisa beroperasi dengan hanya 3 fan on, sehingga 1 fan bisa menjadi cadangan operasi saat ada ganguan dari fan yang beroperasi, sehingga kehandalan system ACWS dapat meningkat

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan penelitian dan diharapkan berguna untuk penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Untuk meningkatkan keandalan System ACWS perlu dibuatkan modifikasi wiringnya agar fan dapat beroperasi dengan 3 fan dan 1 fan yang standby bisa auto start saat ada fan yang mengalami kerusakan

2. Fan radiator harus dilakukan maintenance sesuai dengan schedule yang ada
3. Permodelan system ACWS di Cycle Tempo yang dibuat dapat digunakan untuk menganalisa performa dari Radiator ACWS saat kondisi operasi berubah
4. Metode penelitian ini bisa dikembangkan untuk melakukan perhitungan pada system yang serupa di unit lain

DAFTAR PUSTAKA

1. GE Power, *9E Advanced Gas Path A Power LifeMax Solutionon*, GEA30848C (2016) Powergen.gepower.com.

2. GE Power, *Extendor^{TM} Combustion System*, (2008), Powergen.gepower.com.

3. Steve Boes, P.E. Hudson Products Corp, *Improve Air-Cooled Heat Exchanger Performance*,(January 2017), www.aiche.org/cep.

4. Mohammad J. Izadi dan Alireza Falahat, *Effect of blade angle of attack and hub to tip ratio on mass flow rate at a fiede rotational speed*, (2008) ASME Fluids Engineering Conference, Jacksonville, Florida USA

5. GE,*MS 9000 Service Manual Turbin Accessories and Generator*, GEK-98786, Volume 1

6. Cycle-Tempo, *Reference Guide, A program for thermodynamic modelling*

7. Raoul Dimitri Böck ,*The performance of an axial flow fan in a small scale A-frame test facility*, https://scholar.sun.ac.za

8. GE,Power & Water, *Lubricating Oil Recommendations for Gas Turbines With Bearing Ambients above 500°F (260°C)"*, (Revised April 2013), GEK-32568h

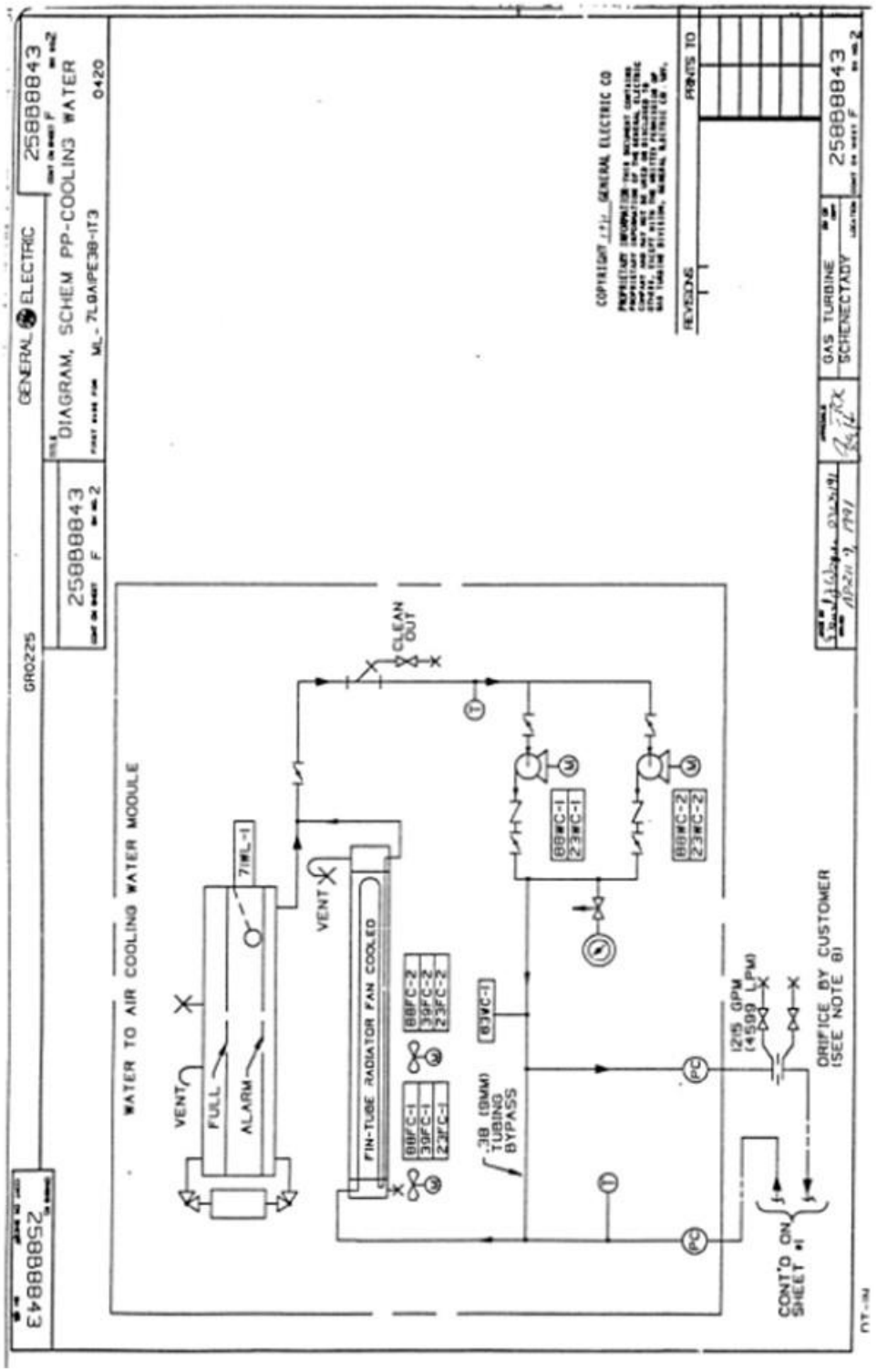
9. M.J Moran, H.N Saphiro, D.D Boettner, M.B Bailey, *Fundamentals of Engineering Dynamics*, John Wiley and Sons, Inc, Seventh Edition.

10. Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, (2015), *Thermodynamics, An Engineering Approach*, McGraw-Hill Education, Eight Edition.

11. Incropera F.P, Dewitt D.P, Bergman T.L, Lavine A.S, (2007), "*Fundamentals of heat and mass transfer"* John Wiley and Sons, Inc, Sixth Edition, 2007.

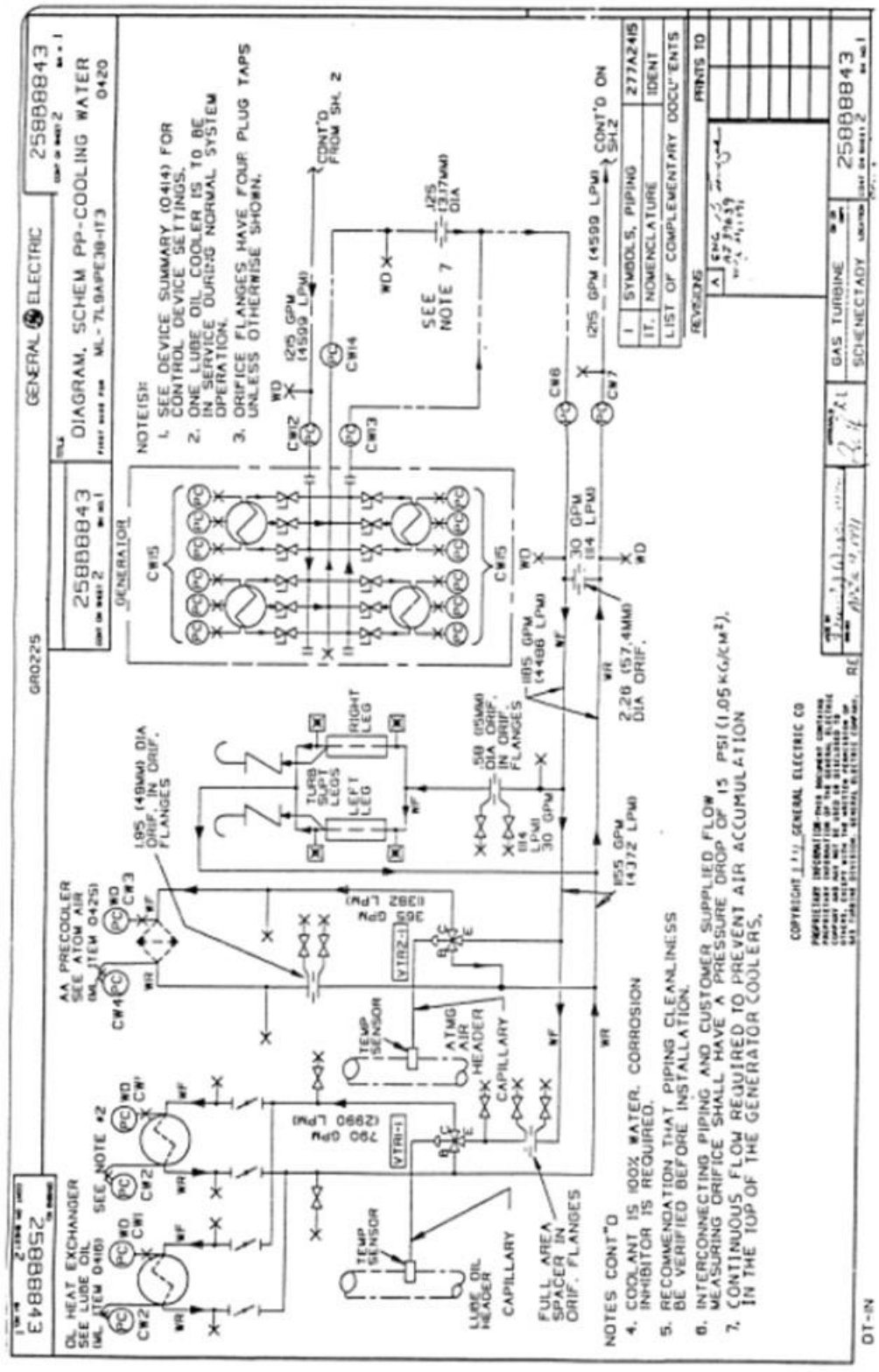
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN



Lampiran 1 Sistem Off-base ACWS

Lampiran 2 Sistem *On-base ACWS*



Lampiran 3. Spesifikasi Radiator :

Output Summary

Released to the following HTRI Member Company:
PT. Intan Prima Kalorindo
Engineering Department

Xace 7.2 02/06/2017 9:33 SN: 10326-949498808 — **SI Units**

Rating-Horizontal air-cooled heat exchanger induced draft countercurrent to crossflow

No Data Check Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name					
Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Liquid
Total flow rate	(kg/s)		259,524		50,000
Weight fraction vapor, In/Out		1,0000	1,0000	0,0000	0,0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	33,00	41,00	52,00	42,00
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	38,81	47,47	39,97	49,15
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	101,33	101,20	800,00	792,23
Pressure drop, Total/Allow	(Pa) (kPa)	129,84	0,00	7,770	0,000
Midpoint velocity	(m/s)		6,25		0,59
- In/Out	(m/s)			0,59	0,59
Heat transfer safety factor	(–)		1,0000		1,0000
Fouling	(m2-K/W)		0,000176		0,000176

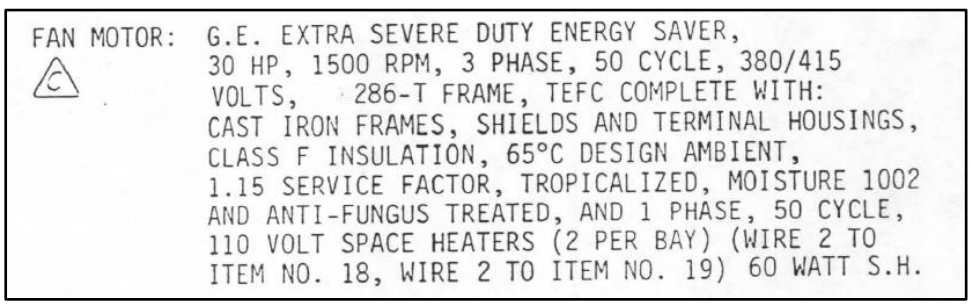
Exchanger Performance			Tube Geometry		
Outside film coef	(W/m2-K)	45,86	Actual U	(W/m2-K)	28,799
Tubeside film coef	(W/m2-K)	3430,2	Required U	(W/m2-K)	22,755
Clean coef	(W/m2-K)	33,569	Area	(m2)	9492,1
Hot regime		Sens. Liquid	Overdesign	(%)	26,56
Cold regime		Sens. Gas			
EMTD	(Deg C)	9,7	Tube type		High-finned
Duty	(MegaWatts)	2,090	Tube OD	(mm)	25,400
			Tube ID	(mm)	22,098
Unit Geometry			Length	(m)	11,600
Bays in parallel per unit		2	Area ratio(out/in)	(–)	27,019
Bundles parallel per bay		1	Layout		Staggered
Extended area	(m2)	9492,1	Trans pitch	(mm)	58,000
Bare area	(m2)	410,98	Long pitch	(mm)	50,228
Bundle width	(m)	3,266	Number of passes	(–)	2
Nozzle		**Inlet** **Outlet**	Number of rows	(–)	4
Number	(–)	1 1	Tubecount	(–)	222
Diameter	(mm)	154,05 154,05	Tubecount Odd/Even	(–)	56 / 55
Velocity	(m/s)	1,36 1,35	Material		Copper
R-V-SQ	(kg/m-s2)	1821,9 1814,0			
Pressure drop	(kPa)	1,002 0,635	**Fin Geometry**		
Fan Geometry			Type		Circular
No/bay	(–)	2	Fins/length	(fin/meter)	433,1
Fan ring type		Straight	Fin root	(mm)	25,400
Diameter	(m)	3,048	Height	(mm)	15,875
Ratio, Fan/bundle face area	(–)	0,3852	Base thickness	(mm)	0,300
Driver power	(kW)	14,45	Over fin	(mm)	57,150
Tip clearance	(mm)	15,240	Efficiency	(%)	77,7
Efficiency	(%)	65,000	Area ratio (fin/bare)	(–)	23,506
Airside Velocities		**Actual** **Standard**	Material		Aluminum 1060 - H14
Face	(m/s)	2,97 2,85	**Thermal Resistance; %**		
Maximum	(m/s)	6,19 5,94	Air		62,79
Flow	(100 m3/min)	135,04 129,61	Tube		22,68
Velocity pressure	(Pa)	35,28	Fouling		14,21
Bundle pressure drop	(Pa)	98,12	Metal		0,31
Bundle flow fraction	(–)	1,000	Bond		0,00

Bundle	75,57	**Airside Pressure Drop; %**		Louvers	0,00
Ground clearance	0,00	Fanguard	0,00	Hail screen	0,00
Fan ring	24,43	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00

Lampiran 4. Parameter Pengukuran Cooling Fan

Fan 1		
SUDUT	**V (m/s)**	**Ampere (A)**
-		
11		
13 (awal)		
15		
17		
19		
21		
23		
-		

Lampiran 5. Spesifikasi Fan Motor



Lampiran 6 Table propertis air

TABLE A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure[a]

T (K)	ρ (kg/m³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m²)	$\nu \cdot 10^6$ (m²/s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m²/s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728

Lampiran 7 Blade Overload

4.2 BLADE OVERLOAD

Of all the aerodynamic abuses to be avoided in the operation of a fan, the most important is that of overloading the fan blades. Blade overload occurs because of insufficient blade area: In other words, when there is an inadequacy in the number of blades on the fan selected.

The Moore system of rating is based upon the pressure that each blade will produce at a given RPM with good efficiency. This pressure is called 100% blade load. When blade load exceeds 110%, the fan will not only operate at lower efficiency, it may be subject to structural damage as well.

In selecting a fan, the total pressure divided by the pressure to be produced by one blade determines the number of blades required for the anticipated performance. Whenever information is available, The Moore Company checks the selection. Even so, underestimation of the pressure requirements by the system designer, or changes in the operating conditions over time, may result in overload conditions.

Why is a blade overload condition of such concern? We are all aware of the fact that an airplane traveling at a given speed can carry only a certain load. If the speed of the airplane is decreased or the load increased, stalling flow over the wing will occur. In the case of an airplane, approximately two-thirds of the lift provided by the wing is the result of the air flow over the top or convex portion of the wing. Lift is provided as a reaction to the flow of air being accelerated and deflected downward as it passes over the wing. A negative pressure area is thus formed on the top surface of the wing which tends to lift it upward.

So long as air flow over the wing is smooth and clings to the surface of the wing, little turbulence is present. When the load is increased, or the speed decreased, the angle of the wing to the air stream must be increased to a point where the air flow breaks away from the upper surface of the wing. This is known as stalling or burbling flow, since the air, instead of clinging to the wing, breaks away near the leading edge and leaves what might be called a turbulent void above the upper wing surface, nullifying the accelerated flow which was responsible for the greater part of the lift of the wing.

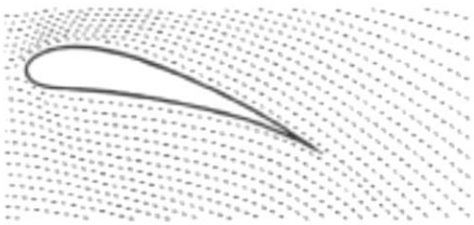
When this occurs, the wing loses a large portion of its lift. Flow, however, will re-establish briefly and break again, the cycle being repeated continuously, resulting in a severe vibration throughout the aircraft as the flow alternately makes and breaks. Anyone who has experienced a stall in an airplane will be familiar with this violent phenomenon.

A fan blade is no different than an airplane wing except that the air usually is being deflected upward rather than downward, the convex side of the blade being the lower surface rather than the upper surface as in the case of an airplane. The result of blade overload is identical: When blade load exceeds that allowable, a violent vibration will take place in the blade as the laminar, or uniform, flow makes and breaks perhaps many times a second.

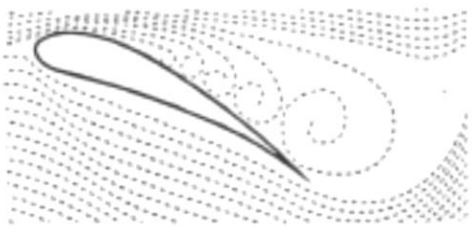
Another way of looking at this problem is to consider that the available number of blades are set at too steep an angle to be able to move air at the axial velocity which is necessary to maintain a smooth flow over the convex surface. In other words, to move air at the velocity necessary for this blade angle, plus overcoming the static resistance of the system, the total pressure which would have to be maintained for an air flow corresponding to this angle is greater than the total pressure capability of the given number of blades at this RPM. Such a condition can only be corrected by decreasing the blade angle until smooth flow is obtained or by increasing the number of blades and the total pressure potential of the fan until the fan's pressure potential equals the pressure necessary to move the specified quantity of air through the system.

Continued operation under conditions of stalling flow, or blade overload, will significantly shorten the life of the fan. Operation under these conditions will also reduce efficiency to a ridiculously low figure. See the chart under Section 4.4 Checking Blade Load which follows. Note that although air flow remains constant or decreases, horsepower continues to increase with increased blade angle.

In conclusion, if a given fan, in a given installation, can only absorb forty horsepower, for example, the blades may be pitched up to consume fifty horsepower without any increase in air delivery, and possibly with a decrease. As a result, the extra ten horsepower is totally wasted – perhaps worse than wasted. It is good practice to select a sufficient number of blades so that blade load will amount to slightly less than 100% of full blade load when the motor to be used as a driver is fully loaded. There are a number of reasons for allowing this safety factor which are set out in detail below.

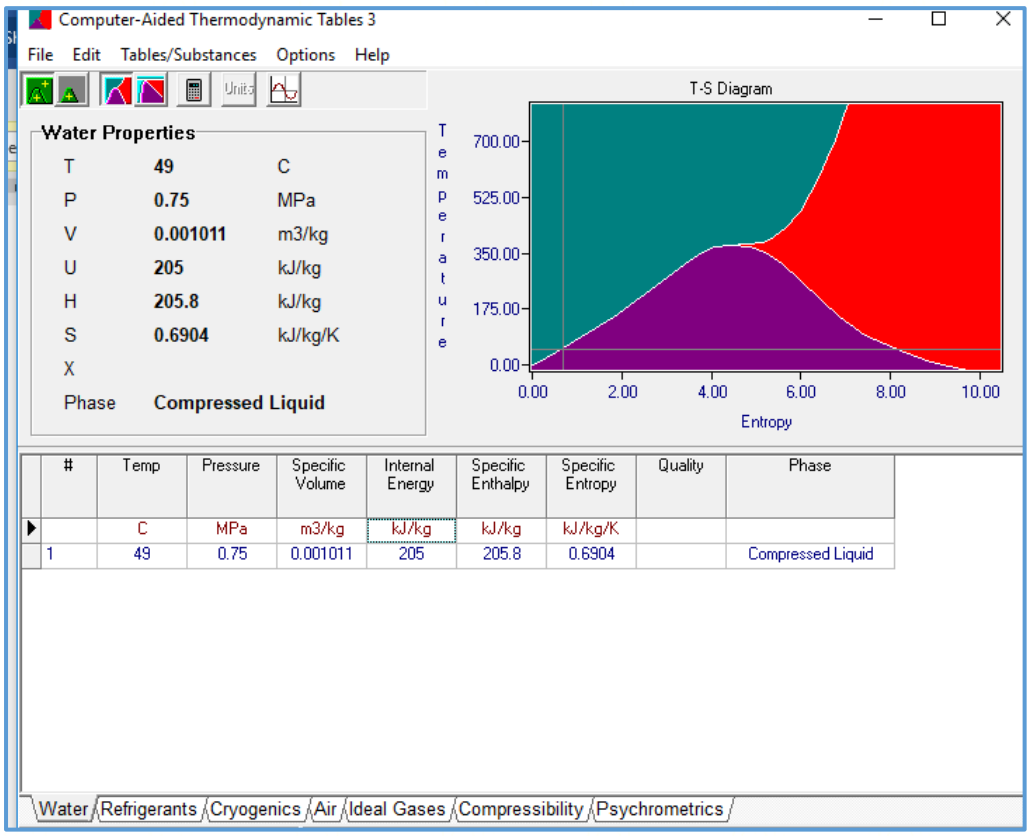


AIRFLOW IN NORMAL FLOW
Downward flow provides lift to the wing



AIRFLOW IN STALLING FLOW
Note lack of air deflection downward.

Lampiran 8 Computer-Aided Thermodynamic Table (CATT)



Lampiran 9 Sum Squre Error dan Interval Confidence Fungsi Regresi Grafik Gambar 4.11

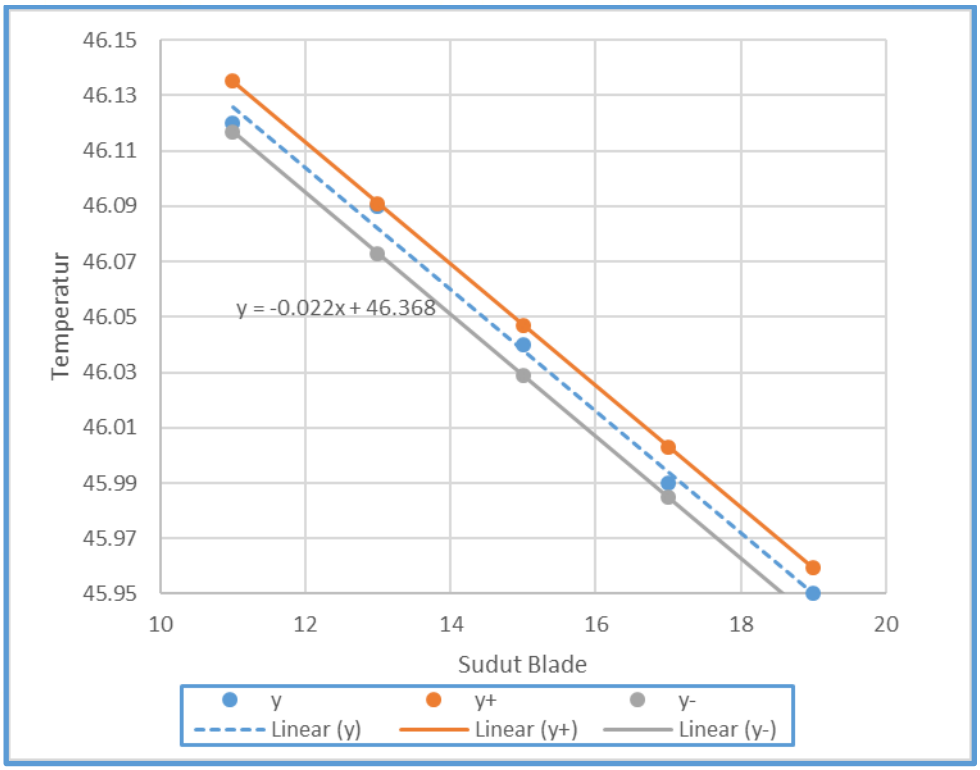
x	y	Linier	SSe	Polymonial 2	SSe	Polymonial 3	SSe	Polymonial 4	SSe
a	b	c	d=(b-c)^2	e	f=(b-e)^2	g	h=(b-g)^2	i	j=(b-i)^2
11	46.12	46.13	0.000036	46.12	0.000003	46.11	0.00	46.10	0.00
13	46.09	46.08	0.000064	46.08	0.000182	46.07	0.00	46.03	0.00
15	46.04	46.04	0.000004	46.03	0.000072	46.00	0.00	45.93	0.01
17	45.99	45.99	0.000016	45.98	0.000045	45.93	0.00	45.79	0.04
19	45.95	45.95	0.000000	45.93	0.000328	45.87	0.01	45.61	0.12
sum squre error =			0.00		0.00		0.01		0.17

Error terkecil diperoleh dengan mengunakan regresi linier **y = -0.022x + 46.368**

Interval confidence

No	x Sudut blade	y temperatur	x2	(x0-xrata)^2	(x0-xrata)2/SSx	nilai interval	y regresi	y+interval	y-interval
	k	l	m=k^2	n=(k-∑k/n data)^2	o=n/Sxx	p=T Table*(MSE*(1/n data)+o)^0.5	c	q = h+p	r = h-p
1	11	46.12	121	16	0.013913043	0.01	46.13	46.14	46.12
2	13	46.09	169	4	0.003478261	0.01	46.08	46.09	46.07
3	15	46.04	225	0	0	0.01	46.04	46.05	46.03
4	17	45.99	289	4	0.003478261	0.01	45.99	46.00	45.98
5	19	45.95	361	16	0.013913043	0.01	45.95	45.96	45.94
∑	75	230.19	1165						

Sxx =	∑m-∑k/n data =	1150	Co varian
MSE =	∑d/(n data-2) =	0.00	Mean square error
T Table =		3.18245	pada df (n data -2) = 3 dan level signifikan 95%(α/2 = 0.025)



Lampiran 10 Sum Squre Error dan Interval Confidence Fungsi Regresi Grafik Gambar 4.13

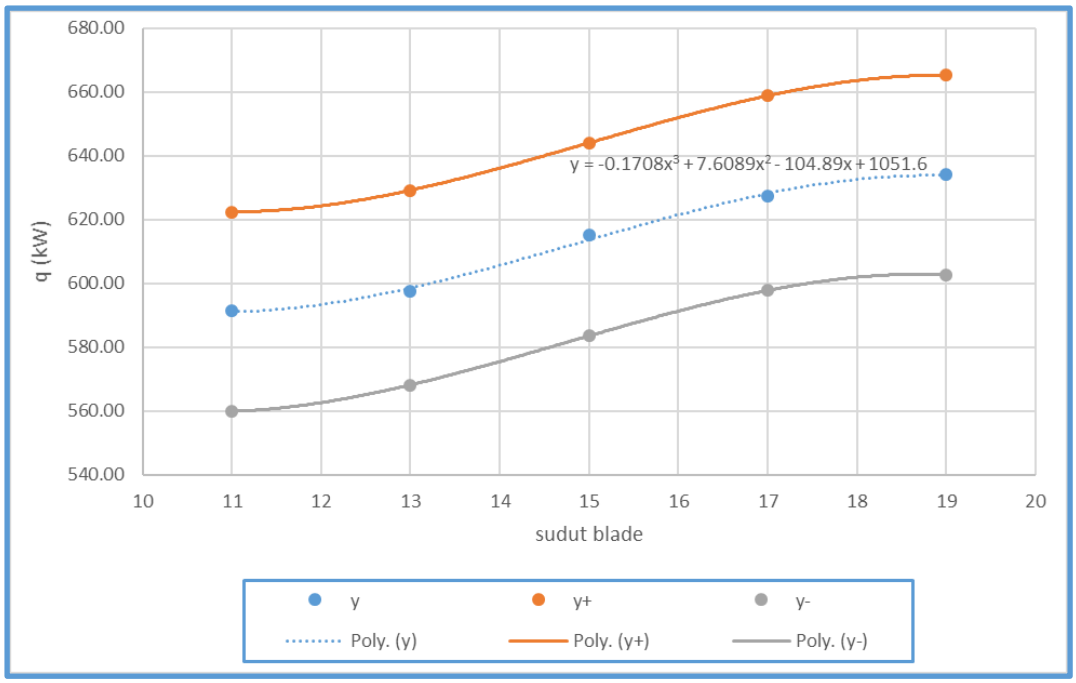
x	y	Linier	SSe	Polymonial 2	SSe	Polymonial 3	SSe	Polymonial 4	SSe
a	b	c	d=(b-c)^2	e	f=(b-e)^2	g	h=(b-g)^2	i	j=(b-i)^2
11	591.31	590.06	1.56	589.45	3.48	591.15	473.32	591.87	0.31
13	597.68	601.57	15.14	601.88	17.70	598.69	236.91	598.85	1.39
15	615.07	613.07	4.00	613.70	1.88	613.80	4.01	617.25	4.76
17	627.24	624.57	7.12	624.89	5.51	628.30	200.85	630.93	13.59
19	634.04	636.07	4.13	635.47	2.03	633.99	439.91	639.88	34.12
∑sum squre error =			31.95		30.60		1,355.00		54.17

Error terkecil diperoleh dengan mengunakan regresi polymonial 3 yaitu y = -0.1708x3 + 7.6089x2 - 104.89x + 1051.6

Interval confidence

No	x Sudut blade	y Kalor	x2	(x0-xrata)^2	(x0-xrata)2/SSx	nilai interval	y regresi	y+interval	y-interval
	k	l=b	m=k^2	n=(k-∑k/n data)^2	o=n/Sxx	p=T Table*(MSE*(1/n data)+o)^0.5	h	q = h+p	r = h-p
1	11	591.31	121	16	0.01	31.28	591.15	622.43	559.87
2	13	597.68	169	4	0.00	30.51	598.69	629.20	568.18
3	15	615.07	225	0	0.00	30.25	613.80	644.05	583.56
4	17	627.24	289	4	0.00	30.51	628.30	658.81	597.79
5	19	634.04	361	16	0.01	31.28	633.99	665.27	602.70
∑	75	3065.335	1165						

Sxx =	**∑m-∑k/n data =**	**1150**	Co varian
MSE =	**∑h/(n data-2) =**	**451.67**	Mean square error
T Table =		**3.18245**	pada df (n data -2) = 3 dan level signifikan 95%(α/2 = 0.025)



Lampiran 11 Sum Squre Error dan Interval Confidence Fungsi Regresi Grafik Gambar 4.14

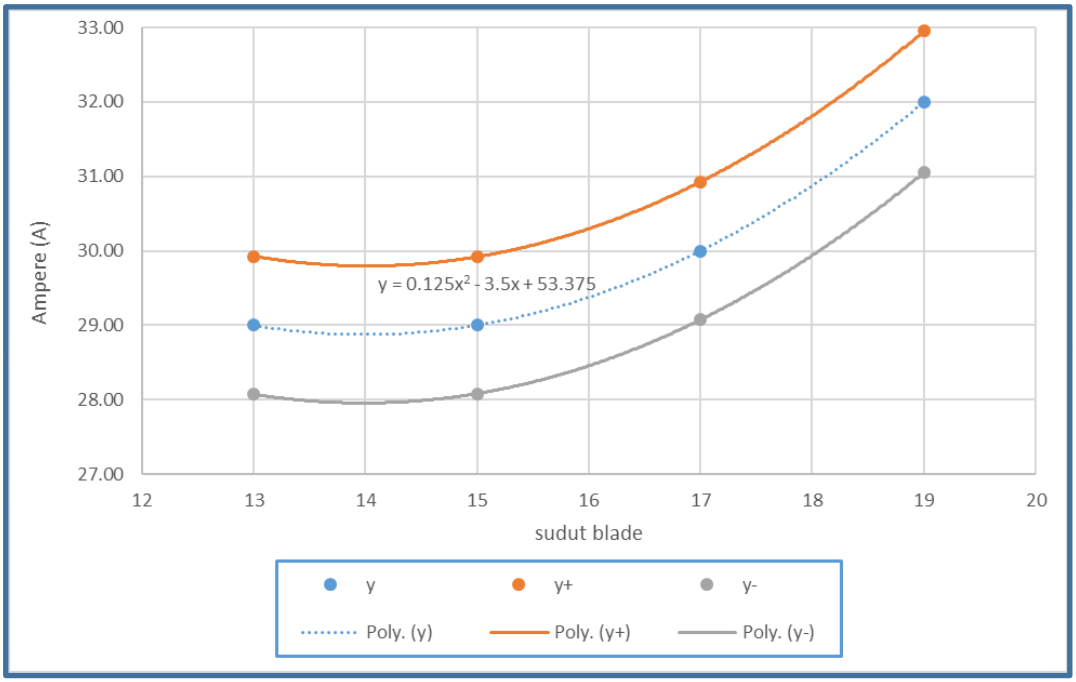
x	y	Linier	SSe	Polymonial 2	SSe	Polymonial 3	SSe	Polymonial 4	SSe
a	b	c	d=(b-c)^2	e	f=(b-e)^2	g	h=(b-g)^2	i	j=(b-i)^2
11	28	27.5	0.25	30	4	30	4	30	4
13	29	28.5	0.25	29	0	29	0.00	29	0.00
15	29	29.5	0.25	29	0	29	0.00	29	0.00
17	30	30.5	0.25	30	0	30	0.00	30	0.00
19	32	31.5	0.25	32	0	32	0.00	32	0.00
sum squre error =			1.25		4.00		4.00		4.00

Error terkecil diperoleh dengan mengunakan regresi polymonial 2 yaitu y = 0.125x2 - 3.5x + 53.375

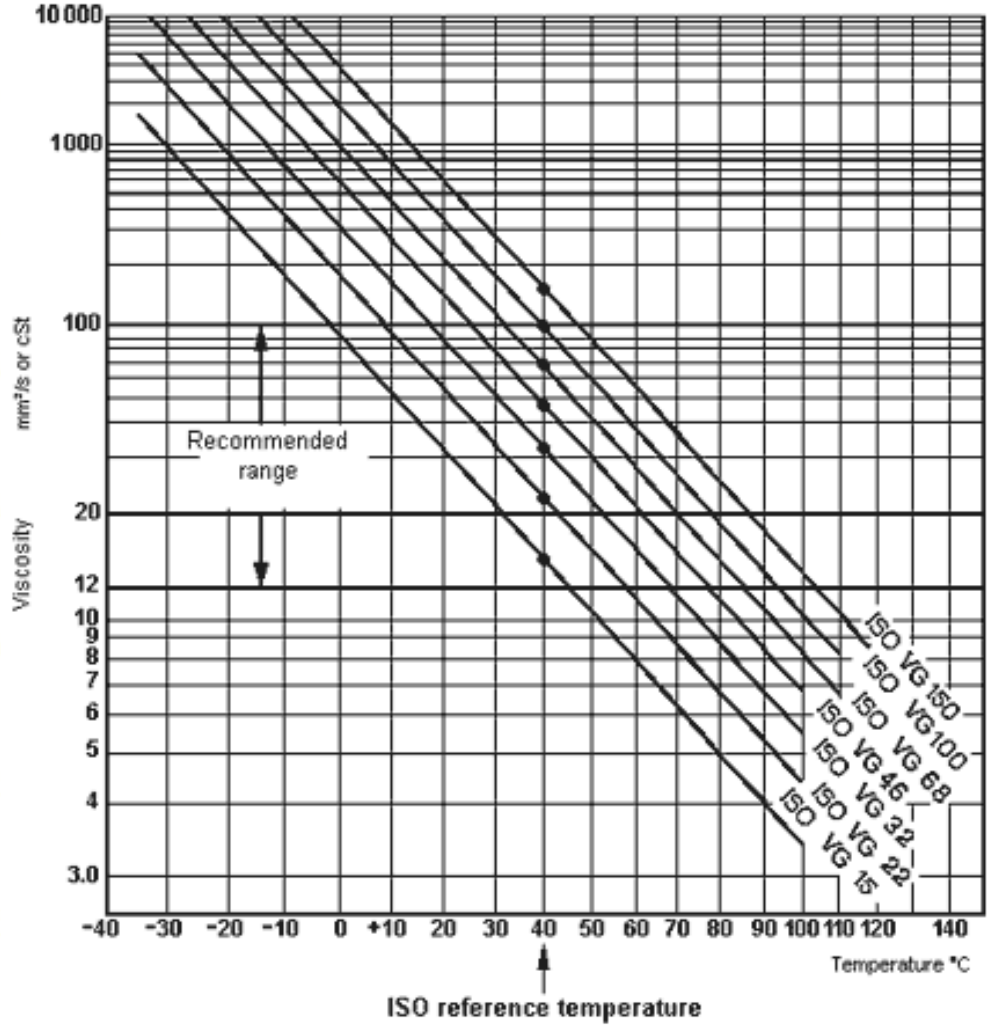
Interval confidence

No	x Sudut blade	y ampere	x2	(x0-xrata)^2	(x0-xrata)2/SSx	nilai interval	y regresi	y+interval	y-interval
	k	l=b	m=k^2	n=(k-∑k/n data)^2	o=n/Sxx	p=T Table*(MSE*(1/n data)+o)^0.5	e	q = h+p	r = h-p
1	11	28.00	121	16	0.01	0.95	30.00	30.95	29.05
2	13	29.00	169	4	0.00	0.93	29.00	29.93	28.07
3	15	29.00	225	0	0.00	0.92	29.00	29.92	28.08
4	17	30.00	289	4	0.00	0.93	30.00	30.93	29.07
5	19	32.00	361	16	0.01	0.95	32.00	32.95	31.05
∑	75	148.00	1165						

Sxx =	∑m-∑k/n data =	1150	Co varian
MSE =	∑d/(n data-2) =	0.42	Mean square error
T Table =		3.18245	pada df (n data -2) = 3 dan level signifikan 95%(α/2 = 0.025)



Lampiran 12 Grafik viscositas DTE Oil Ligt terhadap temperatur



9 Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIOGRAFI PENULIS

Erryawan Kusuma, lahir di Surabaya 21 Maret 1979, Memulai pendidikan formal di Sekolah Dasar Dawuan 1 Situbondo, kemudian melanjutkan ke SMPN 1 Situbondo dan SMUN 1 Situbondo, Penulis melanjutkan ke jenjang Strata-1 di Teknik Mesin ITS pada tahun 1997.

Setelah menamatkan pendidikan S1 penulis bekerja pada PT. Pembangkitan Jawa Bali di Unit Muara Karang mulai tahun 2003 sampai dengan 2018. Saat di Muara Karang sebagian besar posisi penulis ada di divisi pemeliharaan Gas Turbin GE dan Mitshubishi. Tahun 2018 penulis pindah tugas ke UP Paiton 12 di divisi Engineering. Atas program beasiswa Pasca Sarjana dari PT. PJB di tahun 2016 penulis memulai menempuh pendidikan S2 di Teknik Mesin ITS Surabaya bidang keahlian Manajemen Energi hingga 2018.

Dengan adanya tesis ini, penulis berharap akan dapat menambah ilmu pengetahuan dan wawasan agar dapat bermanfaat bagi semua. Untuk memudahkan saran dan kritik email dapat dikirimkan ke:

Erryawan@PTPJB.com