

PERANCANGAN SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA
SAMPAH DI KOTA MAKASSAR



SKRIPSI

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat untuk menyelesaikan pendidikan
diploma empat (D-4) Program Studi Teknik Pembangkit Energi
Jurusan Teknik Mesin
Politeknik Negeri Ujung Pandang

MUHAMMAD ALIF AL AFGAN
44218016

PROGRAM STUDI TEKNIK PEMBANGKIT ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
POLITEKNIK NEGERI UJUNG PANDANG
MAKASSAR
2022

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi dengan judul “**Perancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar**” oleh Muhammad Alif Al Afgan NIM 44218016 telah dinyatakan layak untuk diterima.

Makassar, 1 September 2022

Mengesahkan,
Pembimbing I



Prof. Ir. Muhammad Anshar, M.T., Ph.D.
NIP. 19600817 198903 1 002

Pembimbing II



Ir. Nur Hamzah, M.T., Ph.D.
NIP. 19631111 199003 1 002

Mengetahui,

Koordinator Program Studi D4 Teknik Pembangkit Energi



Dr. Chandra Buana, M.T.
NIP. 19741106 200212 1 002

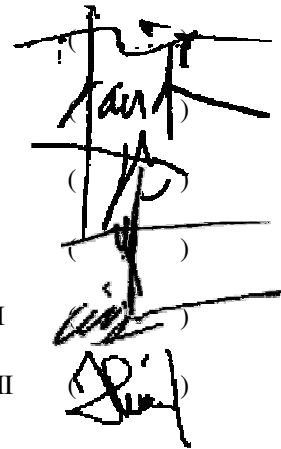
HALAMAN PENERIMAAN

Pada hari ini, Selasa 27 September 2022, Tim Penguji Ujian Sidang Skripsi telah menerima dengan baik skripsi oleh mahasiswa Muhammad Alif Al Afgan NIM 44218016 dengan judul **“Perancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar”**.

Makassar, 27 September 2022

Tim Penguji Seminar Skripsi:

- | | |
|--|---------------|
| 1. Dr. Jumadi Tangko, M.Pd. | Ketua |
| 2. Muhammad Ruswandi Djalal, S.ST., M.T. | Sekretaris |
| 3. Prof. Ir. Suryanto, M.Sc., Ph.D. | Anggota |
| 4. Abdul Rahman, S.ST., M.T. | Anggota |
| 5. Prof. Ir. Muhammad Ashar, M.T., Ph.D. | Pembimbing I |
| 6. Ir. Nur Hamzah, M.T., Ph.D. | Pembimbing II |



SURAT PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama: Muhammad Alif Al Afgan

NIM: 44218016

Menyatakan dengan sebenar-benarnya bahwa segala pernyataan dalam skripsi ini yang berjudul **“Perancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar”** merupakan gagasan dan hasil karya saya sendiri dengan arahan komisi pembimbing dan belum pernah diajukan dalam bentuk apapun pada perguruan tinggi dan instansi manapun.

Semua data dan informasi yang digunakan telah dinyatakan secara jelas dan dapat diperiksa kebenarannya. Sumber informasi yang berasal atau dikutip dari karya penulis lain telah disebutkan dalam naskah dan dicantumkan dalam skripsi ini.

Jika pernyataan saya tersebut di atas tidak benar, saya siap menanggung resiko yang telah ditetapkan oleh Politeknik Negeri Ujung Pandang.

Makassar, 1 September 2022



Muhammad Alif Al Afgan
NIM. 44218016

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT karena berkat rahmat dan karunia-Nya, penulisan skripsi ini yang berjudul “Perancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar” dapat diselesaikan dengan baik.

Dalam penulisan skripsi ini tidak sedikit hambatan yang penulis alami. Namun, berkat bantuan berbagai pihak terutama pembimbing, hambatan tersebut dapat teratasi. Sehubungan dengan itu, pada kesempatan dan melalui lembaran ini penulis menyampaikan terima kasih dan penghargaan kepada:

1. Kedua orang tua dan saudara-saudara penulis yang tak henti-hentinya mendoakan dan memberikan dukungan kepada kami.
2. Direktur Politeknik Negeri Ujung Pandang kepada Bapak Prof. Ir. Muhammad Anshar, M.Si., Ph.D.
3. Ketua Jurusan Teknik Mesin kepada Bapak Rusdi Nur, S.ST., M.T., Ph.D.
4. Koordinator Program Studi D4 Teknik Pembangkit Energi kepada Bapak Ir. Chandra Buana, M.T.
5. Bapak Prof. Ir. Muhammad Anshar, M.T., Ph.D., sebagai pembimbing I dan Ir. Nur Hamzah, M.T., Ph.D. sebagai pembimbing II yang telah mencurahkan perhatian dan kesempatannya untuk mengarahkan penulis dalam menyelesaikan skripsi ini.
6. Segenap Dosen pada Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ujung Pandang, Khususnya Dosen pada Program Studi Teknik Pembangkit Energi;
7. Seluruh tenaga kependidikan dan instruktur pada Program Studi Teknik Pembangkit Energi Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri ujung Pandang.
8. Teman-teman Program Studi Teknik Pembangkit Energi angkatan 2018 Politeknik Negeri Ujung Pandang yang telah membantu dan memberikan dukungannya.
9. Buat semua pihak yang tidak sempat kami sebutkan satu-persatu yang berjasa dalam penyelesaian skripsi ini.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih jauh dari kesempurnaan, oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang sifatnya membangun demi kesempurnaan skripsi ini. Semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi kita semua.

Makassar, 1 September 2022

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	ii
HALAMAN PENERIMAAN	iii
SURAT PERNYATAAN.....	iv
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vi
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL.....	xii
DAFTAR SIMBOL	xiv
DAFTAR LAMPIRAN	xvi
SURAT PERNYATAAN.....	xvii
RINGKASAN.....	xviii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Ruang Lingkup Penelitian	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Penelitian yang Relevan	5
2.2 Bahan Bakar Sampah.....	8
2.2.1 Komposisi dan Karakteristik Sampah.....	9
2.2.2 Nilai Kalor Bahan Bakar dan Potensi Sampah.....	10

2.2.3	Municipal Solid Waste Flow	13
2.3	Dekripsi Umum Incineration Technology	14
2.4	Komponen-Komponen Waste to Energy Power Plant.....	17
2.4.1	Drum Boiler	17
2.4.2	Steam Turbine	36
2.4.3	Closed Feed Water Heater	40
2.4.4	Generator.....	42
2.4.5	Condenser.....	43
2.4.6	Deaerator	44
2.4.7	Pump	45
2.5	Parameter Operasi Waste to Energy Power Plant	46
2.5.1	Combustion Process.....	46
2.5.2	Steam and Water Circulation System	49
2.5.3	High-Efficient Waste to Energy Power Plant	54
2.5.4	Steam Cycle Cooling System.....	55
2.5.5	Waste to Energy Power Plant Efficiency	62
2.5.6	Supplementary Firing.....	63
2.6	Sizing Waste to Energy Power Plant	63
2.7	Vapor Power Cycle	66
2.7.1	Basic Rankine Cycle	66
2.7.2	Regenerative Rankine Cycle.....	68
2.8	Heat Exchanger.....	71
2.9	Software STEAG EBSILON Professional V13	76
BAB III METODE PENELITIAN.....		78
3.1	Tempat dan Waktu Penelitian.....	78
3.3	Teknik Pengumpulan Data	78
3.4	Teknik Analisis Data.....	79
3.5	Prosedur Penelitian.....	84
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....		85
4.1	Hasil Penelitian	85

4.1.1	Potensi Daya dari Sampah Kota Makassar.....	85
4.1.2	Kapasitas Pembangkit Listrik Tenaga Sampah.....	86
4.1.3	Lokasi Proyek Pembangunan Pembangkit Listrik Tenaga Sampah	88
4.1.4	Sizing Steam Turbine.....	91
4.1.5	Sizing Closed Feedwater Heater	92
4.1.6	Estimated Steam Supply	94
4.1.7	Steam and Water Cycle Parameterization	94
4.1.8	Estimated Waste to Energy Boiler Ratings.....	96
4.1.9	Sizing Waste to Energy Boiler.....	97
4.1.10	Sizing Air-Cooled Condenser	102
4.1.11	Sizing Air-Cooled Condenser Fan	103
4.1.12	Sizing Pumps.....	105
4.1.13	Sizing Fans	108
4.1.14	Sizing Stack.....	112
4.1.15	Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah.....	113
4.1.16	Evaluasi Kinerja Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar.....	113
4.2	Pembahasan Penelitian.....	115
4.2.1	Waste to Energy Power Plant Thermal Efficiency.....	115
4.2.2	Waste to Energy Boiler Thermal Efficiency	116
4.2.3	System Heat Balance.....	117
BAB V	PENUTUP	118
5.1	Kesimpulan.....	118
5.2	Saran	118
DAFTAR PUSTAKA	120
LAMPIRAN	123

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Diagram Tanner.....	9
Gambar 2.2 Municipal Solid Waste Flow.....	14
Gambar 2.3 Konfigurasi incineration power plant dengan menggunakan mechanical grate.....	16
Gambar 2.4 Skema drum boiler.....	17
Gambar 2.5 Konfigurasi boiler yang digunakan WTE power plant di Amerika Serikat.....	19
Gambar 2.6 Konfigurasi boiler yang digunakan WTE power plant di Eropa.....	18
Gambar 2.7 Countercurrent flow incinerator.....	20
Gambar 2.8 Co-current flow incinerator.....	21
Gambar 2.9 Center current flow incinerator.....	21
Gambar 2.10 Konstruksi membrane wall.....	22
Gambar 2.11 Konstruksi steam drum.....	23
Gambar 2.12 Kurva beban yang diizinkan untuk steam chamber.....	24
Gambar 2.13 Panel superheater.....	25
Gambar 2.14 Konstruksi tubular air preheater.....	26
Gambar 2.15 Konstruksi auxiliary burner.....	28
Gambar 2.16 Centrifugal forced draft fan.....	30
Gambar 2.17 Flue stack.....	34
Gambar 2.18 Diagram pemilihan tinggi flue stack.....	35
Gambar 2.19 Diagram pemilihan diameter flue stack.....	36

Gambar 2.20 Single-cylinder steam turbine.....	38
Gambar 2.21 Compound turbine.....	39
Gambar 2.22 Steam turbine SST-400 Siemens	40
Gambar 2.23 Konstruksi closed feed water heater.....	41
Gambar 2.24 Konstruksi generator AC.....	42
Gambar 2.25 Konstruksi condenser pada umumnya.....	43
Gambar 2.26 Deaerator.	45
Gambar 2.27 Fase pembakaran di dalam incinerator.	48
Gambar 2.28 Konstruksi incinerator.	49
Gambar 2.29 Water and steam system circulation system.	51
Gambar 2.30 Natural circulation diagram.....	52
Gambar 2.31 Skema sistem Reno-Nord WTE dengan konsep steam boost.....	55
Gambar 2.32 Direct water cooling of condenser.....	57
Gambar 2.33 Water cooling with wet cooling tower.	58
Gambar 2.34 Wet cooling tower.	58
Gambar 2.35 Air cooled condenser.....	59
Gambar 2.36 Dry cooling tower.....	60
Gambar 2.37 Diagram TQ condenser.....	61
Gambar 2.38 Interval tekanan condenser.....	61
Gambar 2.39 Grafik hubungan tekanan condenser dan daya turbin.	62
Gambar 2.40 Diagram kapasitas furnace dari WTE power plant.....	65
Gambar 2.41 Skema sistem dengan siklus Rankine sederhana	66
Gambar 2.42 Diagram p-V dan T-S siklus Rankine.....	67

Gambar 2.43 Sistem dengan forward closed feed water heater.	69
Gambar 2.44 Sistem dengan backward closed feed water heater	70
Gambar 3.1 Flowchart prosedur penelitian.	84
Gambar 4.1 Furnace capacity diagram dari rancangan pembangkit listrik tenaga sampah.....	87
Gambar 4.2 Peta lokasi TPA Tamangapa Antang.....	89
Gambar 4.3 Peta lokasi EEW Waste to Energy Power Plant Stapelfeld Germany.	89
Gambar 4.4 Susunan denah power house dari EEW Waste to Energy Power Plant Stapelfeld Germany.....	90
Gambar 4.5 Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar.....	124
Gambar 4.6 Hasil simulasi rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah di Kota Makassar.	125
Gambar 4.7 Diagram Sankey rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah di Kota Makassar.....	126

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Hasil Analisis Proksimate (Zhen, et al., 2019).....	6
Tabel 2.2 Hasil Analisis Ultimate (Zhen, et al., 2019).....	7
Tabel 2.3 Data produksi sampah Kota Makassar tahun 2020-2021 (Kementrian Lingkungan Hidup Dan Kehutananan Republik Indonesia, 2021)	10
Tabel 2.4 Komposisi sampah Kota Makassar tahun 2020 (Kementrian Lingkungan Hidup Dan Kehutananan Republik Indonesia, 2021).....	10
Tabel 2.5 Efisiensi Fan.....	32
Tabel 2.6 Compressibility Factor	32
Tabel 2.7 Klasifikasi boiler berdasarkan system sirkulasi circulation ratio (Ozawa and Asano, 2021).....	50
Tabel 2.8 Babcock & Wilcox Steam Cycle Parameters	52
Tabel 2.9 Common Steam Cycle Parameters	53
Tabel 2.10 Biodiesel Properties (Alleman et al., 2016)	63
Tabel 2.11 Heat transfer coefficient, a	75
Tabel 2.12 Overall heat transfer coefficient, U	76
Tabel 4.1 Data jumlah sampah Kota Makassar tahun 2008-2021 (Dinas Lingkungan Hidup Kota Makassar dan Kementrian Lingkungan Hidup dan Kehutanan, 2022).	85
Tabel 4.2 Tabel hasil analisis boiler thermal input	86
Tabel 4.3 Tabel spesifikasi SIEMENS SST-200 steam turbine (Siemens AG, 2019).....	91
Tabel 4.4 Hasil analisis sizing steam turbine	91

Tabel 4.5 Hasil analisis sizing low-pressure feedwater heater.....	92
Tabel 4.6 Hasil analisis sizing high-pressure feedwater heater.....	93
Tabel 4.7 Hasil analisis estimated boiler steam supply.....	94
Tabel 4.8 Hasil economizer parameterization	95
Tabel 4.9 Hasil evaporator parameterization.....	95
Tabel 4.10 Hasil superheater parameterization.....	95
Tabel 4.11 Hasil analisis estimated WTE boiler ratings	96
Tabel 4.12 Hasil analisis sizing evaporator.....	97
Tabel 4.13 Hasil analisis sizing superheater.....	98
Tabel 4.14 Hasil analisis sizing economizer	99
Tabel 4.15 Hasil analisis sizing primary air preheater	100
Tabel 4.16 Hasil analisis secondary air preheater	100
Tabel 4.17 Hasil analisis sizing air-cooled condenser.....	102
Tabel 4.18 Hasil analisis sizing air-cooled condenser fan	104
Tabel 4.19 Hasil analisis sizing condensate pump	105
Tabel 4.20 Hasil analisis sizing first stage feedwater pump.....	106
Tabel 4.21 Hasil analisis sizing second stage feedwater pump.....	107
Tabel 4.22 Hasil analisis sizing primary forced draft fan	108
Tabel 4.23 Hasil analisis sizing secondary forced draft fan.....	109
Tabel 4.24 Hasil analisis sizing recirculation flue gas fan	110
Tabel 4.25 Hasil analisis sizing induced draft fan.....	111
Tabel 4.26 Hasil analisis dari sizing stack.....	112
Tabel 4.27 Hasil evaluasi kinerja sistem pembangkit listrik tenaga sampah	113

DAFTAR SIMBOL

SIMBOL	SATUAN	KETERANGAN
C	%	Carbon Content
H	%	Hydrogen Content
N	%	Nitrogen Content
S	%	Sulfur Content
O	%	Oxygen Content
Cl	%	Chlorine Content
MC	%	Moisture Content
Ash	%	Ash Content
V	%	Volatile Matter
FC	%	Fix Carbon
LHV	kJ/kg	Lower Heating Value
HHV	kJ/kg	High Heating Value
W	%	Water
H_{awf}	%	Exclude Ash MC
AFR	-	Air Fuel Ratio
EP_{MSW}	kW	Potential Power of MSW
EPP_{MSW}	kWh	Potential Electric Energy of MSW
W_{MSW}	ton	MSW Weight
W_F	kW	Fan Power
k	-	Compressibility Factor
η_F	%	Fan Efficiency
\dot{m}_g	kg/s	Gas Mass Flow Rate
P_1	bar	Inlet Pressure
P_2	bar	Outlet Pressure
γ	-	Specific Heat Ratio
V_m	m^3/s	Volumetric Flow Rate
ρ_{ref}	kg/m^3	Gas Density at Reference Temperature
T_a	K	Actual Temperature
T_{ref}	K	Reference Temperature
P_{ref}	Pa	Reference Pressure
P_a	Pa	Actual Pressure
F	-	Time Unit Conversion Factor
H_d	m	Delivery Head (Adiabatic Head)
ΔP_{SE}	N/m^2	Stack Effect
g	m/s	Gravity Acceleration
g_c	kgm/Ns^2	-
ρ_g	kg/m^3	Average Density of Flue Gas

f	Hz	Frequency
N	<i>rpm</i>	Speed
W_{cyc}	<i>kJ</i>	Cycle Net Work
Q_{in}	<i>kJ</i>	Heat In
η_R	%	Rankine Cycle Thermal Efficiency
\dot{W}	<i>kW</i>	Total Generated Power
η_T	%	Steam Turbine Efficiency
\dot{W}_T	<i>kW</i>	Turbine Power
\dot{m}_s	<i>kg/s</i>	Steam Mass Flow Rate
<i>NPHR</i>	<i>kJ/kWh</i>	Net Plant Heat Rate
<i>NTHR</i>	<i>kJ/kWh</i>	Net Turbine Heat Rate
<i>NPO</i>	<i>kW</i>	Net Plant Output
<i>NTO</i>	<i>kW</i>	Net Turbine Output
<i>AP</i>	<i>kW</i>	Auxiliary Power
<i>GPHR</i>	<i>kJ/kWh</i>	Gross Plant Heat Rate
y	-	Mass Flow Ratio
\dot{m}_{fuel}	<i>kg/s</i>	Fuel Mass Flow Rate
Q_{req}	<i>kW</i>	Heat Load / Cooling Duty
U	<i>kW/m²K</i>	Heat Transfer Coefficient
<i>CMTD</i>	-	Corrective Mean Temperature Difference
h	<i>kJ/kg</i>	Enthalpy
A	<i>m²</i>	Heat Transfer Surface
F	-	Temperature Efficiency Factor
k	-	Tube Quantity
D_o	<i>m</i>	Outer Tube Diameter
L	<i>m</i>	Tube Length
<i>LMTD</i>	-	Log Mean Temperature Difference
U	<i>k W/m²K</i>	Overall Heat Transfer Coefficient
α_i	<i>kW/m²K</i>	Inner Heat Transfer Coefficient
α_o	<i>kW/m²K</i>	Outer Heat Transfer Coefficient
U_1	<i>W/m²K</i>	Uncorrected Heat Transfer Coefficient
F_W	-	Correction Factor For Water
F_M	-	Correction Factor For Material
F_C	-	Correction Factor For Cleanliness
S_h	-	Heat Exchanger Effectiveness (Hot)
S_c	-	Effectiveness (Cold)

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1 Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar	124
Lampiran 2 Hasil Simulasi Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar	125
Lampiran 3 Diagram Sankey Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar	126

SURAT PERNYATAAN

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Lengkap : Muhammad Alif Al Afgan
NIM : 44218016
Program Studi : D4 Teknik Pembangkit Energi
Tempat / Tgl. Lahir : Parepare, 28 Juli 2000
Alamat : Jalan Politeknik

Dengan ini menyatakan :

A. Tugas Akhir / Skripsi yang berjudul:

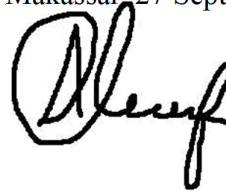
“Perancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota
Makassar”

Adalah benar disusun / dibuat oleh saya sendiri dan jika dikemudian hari diketahui berdasarkan bukti-bukti yang kuat ternyata Tugas Akhir / Skripsi tersebut dibuatkan oleh orang lain atau diketahui bahwa Tugas Akhir/ Skripsi tersebut merupakan plagiat/mencontek/menjiplak hasil karya ilmiah orang lain, maka dengan ini saya siap menerima segala yang ditimbulkan berupa pembatalan/pencabutan Gelar Akademik dan siap mengulang kembali dari awal.

B. Bahwa seluruh dokumen (copy ijazah, copy transkrip nilai) dan lain-lain sebagai persyaratan sidang adalah asli milik saya pribadi dan dapat saya pertanggung jawabkan keasliannya.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Makassar, 27 September 2022



Muhammad Alif Al Afgan

Perancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar

RINGKASAN

Sampah menjadi masalah utama kota-kota besar yang ada di Indonesia, salah satunya di Kota Makassar. Setiap tahun, jumlah sampah yang dihasilkan oleh penduduk Kota Makassar terus naik, namun tidak sebanding dengan kapasitas penampungan sampah. Tercatat produksi sampah Kota Makassar untuk tahun 2021 adalah 310.250 ton/tahun dan komposisinya berupa sisa makanan 58,42%, kertas 8,34%, plastik 21,5%, kain 2,9% dan kaca 2%. Kota Makassar memiliki satu tempat pembuangan akhir, yaitu TPA Tamangapa Antang yang dibangun pada tahun 1992 dan memiliki luas sekitar 20 hektar. Namun, saat ini ketinggian tumpukan sampah di TPA Tamangapa Kota Makassar per tanggal 25 Maret 2022 sudah mencapai 40 hingga 50 meter. Maka dari itu peneliti berinisiatif menghadirkan inovasi yang ramah lingkungan, murah, dan efisien dengan cara mengelola tumpukan sampah menjadi energi listrik. Untuk mewujudkan inovasi tersebut, maka peneliti menggunakan konsep *Waste to Energy*. Konsep *Waste to Energy* ini bertujuan untuk mengolah sampah menjadi energi dan mengurangi volume sampah yang ada di tempat penampungan.

Kota Makassar memiliki potensi daya dari sampah sebesar 24,882 – 33,768 MW dengan variasi LHV 7-9,5 MJ/kg dan jumlah sampah rata-rata 1.023,710 ton/day pada tahun 2021. Sementara itu, tiban sampah Kota Makassar dari tahun 2008-2021 sebesar 3,4 Juta Ton dapat digunakan sebagai bahan bakar cadangan selama 10 tahun dengan jumlah total sampah yang dapat masuk ke combustion line 842,7 ton/day.

Rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah untuk Kota Makassar memiliki boiler berkapasitas 30,479 MW, memiliki steam turbine berkapasitas 10,816 MW, memiliki high pressure feedwater heater dengan heat duty 1.681,321 kW, memiliki low pressure feedwater heater dengan heat duty 1.780,234 kW, dan memiliki air-cooled condenser dengan cooling duty 20,337 MW. Dengan kinerja meliputi net thermal efficiency 24,024 %, net plant heat rate 14.985,363 kJ/kWh, auxiliary load 0,947 MW, net plant power 9,553 MW, dan specific fuel consumption 1,211 kg/kWh.

Kata kunci: *Waste to Energy, combustion line, boiler, steam turbine, high pressure feedwater heater, low pressure feedwater heater, air-cooled condenser, heat duty, cooling duty, net thermal efficiency, net plant heat rate, auxiliary load, net plant power, specific fuel consumption.*

Designing System of a Waste-to-Energy Power Plant in Makassar City

SUMMARY

Waste is a major problem in big cities in Indonesia, one of which is Makassar City. Every year, the amount of waste generated by the residents of Makassar City continues to increase, but this is not proportional to the capacity of the waste storage capacity. Makassar City's waste production for 2021 is recorded at 310,250 tons/year and its composition is 58.42% food waste, 8.34% paper, 21.5% plastic, 2.9% cloth and 2% glass. Makassar City has one final disposal site, namely TPA Tamangapa Antang which was built in 1992 and has an area of around 20 hectares. However, currently, the height of the pile of garbage at the Tamangapa final landfill in Makassar City as of March 25 2022 has reached 40 to 50 meters. Therefore, the researchers took the initiative to present innovations that were environmentally friendly, cheap and efficient by managing piles of waste into electrical energy. To realize this innovation, the researchers used the Waste to Energy concept. The Waste to Energy concept aims to process waste into energy and reduce the volume of waste in shelters.

Makassar City has a potential power from the waste of 24.882-33.768 MW with an LHV variation of 7-9.5 MJ/kg and an average amount of waste of 1,023.710 tons/day in 2021. Meanwhile, Makassar City's landfill from 2008-2021 of 3.4 million tons can be used as a reserve fuel for 10 years with a total amount of waste that can enter the combustion line of 842.7 tons/day.

The design of a waste power plant system for Makassar City has a boiler capacity of 30,479 MW, a steam turbine capacity of 10,816 MW, a high-pressure feedwater heater with a heat duty of 1,681,321 kW, a low-pressure feedwater heater with a heat duty of 1,780,234 kW, and has an air-cooled condenser with a cooling duty of 20,337 MW. With performance including net thermal efficiency of 24.024%, net plant heat rate of 14,985.363 kJ/kWh, the auxiliary load of 0.947 MW, net plant power of 9.553 MW, and specific fuel consumption of 1.211 kg/kWh.

Keywords: Waste to Energy, combustion line, boiler, steam turbine, high-pressure feedwater heater, low-pressure feedwater heater, air-cooled condenser, heat duty, cooling duty, net thermal efficiency, net plant heat rate, auxiliary load, net plant power, specific fuel consumption.

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sampah menjadi masalah utama kota-kota besar yang ada di Indonesia, salah satunya di Kota Makassar. Setiap tahun, jumlah sampah yang dihasilkan oleh penduduk Kota Makassar terus naik, namun tidak sebanding dengan kapasitas penampungan sampah. Tercatat produksi sampah Kota Makassar untuk tahun 2021 adalah 310.250 ton/tahun dan komposisinya berupa sisa makanan 58,42%, kertas 8.34%, plastik 21,5%, kain 2,9% dan kaca 2%.

Kota Makassar memiliki satu tempat pembuangan akhir, yaitu TPA Tamangapa Antang yang dibangun pada tahun 1992 dan memiliki luas sekitar 20 hektar. Namun, saat ini ketinggian tumpukan sampah di TPA Tamangapa Kota Makassar per tanggal 25 Maret 2022 sudah mencapai 40 hingga 50 meter (Munsir, 2022). Hal ini tentu mengkhawatirkan mengingat tumpukan sampah tersebut telah melebihi daya tampung dari TPA Tamangapa Antang.

Kondisi TPA Tamangapa Antang yang telah melebihi daya tampung telah menyebabkan terjadinya beberapa masalah diantaranya adalah pencemaran udara, pencemaran lingkungan, potensi ledakan gas metana, lahan pemukiman yang tergeser sampah, dan masalah kesehatan.

Maka dari itu peneliti berinisiatif menghadirkan inovasi yang ramah lingkungan, murah, dan efisien dengan cara mengelola tumpukan sampah menjadi

energi listrik. Untuk mewujudkan inovasi tersebut, maka peneliti menggunakan konsep *Waste to Energy*.

Konsep *Waste to Energy* ini bertujuan untuk mengolah sampah menjadi energi dan mengurangi volume sampah yang ada di tempat penampungan. Teknologi yang paling umum digunakan untuk keperluan mengubah sampah menjadi energi adalah *incineration* (Branchini, 2015). Hal ini sejalan dengan Peraturan Presiden Republik Indonesia Nomor 35 Tahun 2018.

Permasalahan sampah yang ada di Indonesia sudah sangat mengawatirkan. Sehingga Pemerintah akan membangun PLTSa di dua belas kota yang ada di Indonesia (Peraturan Presiden Republik Indonesia Nomor 35 Tahun 2018, 2018).

Kota-kota tersebut adalah Tangerang, Tangerang Selatan, Bekasi, Bandung, Semarang, Surakarta, Surabaya, Makassar, Denpasar, Palembang dan Manado.

Namun, duabelas kota tersebut belum semuanya terbangun PLTSa, termasuk Kota Makassar. Sehingga ini menjadi motivasi besar bagi peneliti untuk mengangkat judul skripsi **“Perancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar”**.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana menentukan kapasitas pembangkit listrik tenaga sampah yang sesuai dengan kondisi Kota Makassar?
2. Bagaimana menentukan rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah yang sesuai dengan kondisi Kota Makassar?

3. Bagaimana mengevaluasi kinerja dari rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah untuk Kota Makassar?

1.3 Ruang Lingkup Penelitian

Adapun ruang lingkup penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Teknologi yang digunakan adalah *incineration power plant*.
2. Rancangan Pembangkit Listrik Tenaga Sampah yang menjadi bahan kajian menggunakan software *Steag Epsilon Professional v 13.02*
3. Hasil analisis proksimate dan analisis ultimate yang akan digunakan di dalam penelitian ini menggunakan hasil penelitian yang telah ada, disebabkan ketidakterediaan alat pengujian di Kota Makassar.
4. *Pre-treatment process* untuk sampah tidak dibahas di dalam penelitian ini dan dianggap sampah telah melalui proses tersebut.
5. *Incinerator* yang digunakan adalah *mechanical moving grate*.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui kapasitas pembangkit listrik tenaga sampah yang sesuai dengan kondisi Kota Makassar.
2. Untuk mendapatkan rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah yang sesuai dengan kondisi Kota Makassar.
3. Untuk mengetahui kinerja rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah yang sesuai dengan kondisi Kota Makassar.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mendukung program pemerintah dalam pengolahan sampah menjadi energi listrik berbasis teknologi ramah lingkungan.
2. Menjadi referensi tambahan dalam pemodelan atau perancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian yang Relevan

Municipal solid waste (MSW) di Indonesia sebagai sumber energi dapat menghasilkan energi listrik. Jumlah *MSW* yang dihasilkan di setiap kota bervariasi, tergantung populasi. Setiap orang di Indonesia menghasilkan sekitar 0,6 -1,1 kg *MSW*/hari. Produksi *MSW* rata-rata di sepuluh kota di Indonesia sekitar 16.504 ton/hari atau 6.023.960 ton/hari. Jumlah potensi energi listrik setiap kota juga bervariasi. Jumlah total energi potensial *MSW* yang telah diestimasi dengan EE_{Gross} sekitar 8.197 MWh/hari (1.172.380 MWh/tahun), C_{PP} (kapasitas pembangkit) sekitar 343 MW. Pembakaran setiap ton *MSW* dapat menghasilkan sekitar 2.500 kg uap, sekitar 0,5 MWh energi listrik dan daya sekitar 0.021 MW atau 21 kW.

Potensi ekonomi *MSW* yang telah diestimasi setara dengan 5.574 ton/hari batu bara (2.034.510 ton/tahun) dengan nilai mendekati 170.898.840 USD/tahun dan itu setara dengan 3.097 ton/hari bahan bakar minyak (130.405 ton/tahun) dengan nilai mendekati 678.234.000 USD/tahun. Berdasarkan nilai kalor bahan bakar, telah diestimasi pemanfaatan 1.000 kg *MSW* bisa setara dengan pemanfaatan 300 kg batu bara atau 200 kg bahan bakar minyak. Pemanfaatan *MSW* di Indonesia sebagai bahan bakar di pembangkit listrik modern dapat berkontribusi terhadap pemakaian batu bara yang efisien, persediaan energi listrik, mengurangi volume *MSW*, penanganan masalah lingkungan yang efisien dan mengatasi kekurangan energi listrik di Indonesia (Anshar, Ani and Kader, 2014).

Sampah yang dihasilkan di Indonesia (berasal dari 260 juta populasinya) dapat membangkitkan daya listrik sekitar 5.000 MW, menjadikannya sumber energi potensial yang paling besar untuk pembangkit listrik. Kota Makassar adalah salah satu kota besar yang ada di Indonesia dan tentunya memiliki potensi daya yang dibangkitkan dari sampah adalah 21,5 MW (Kalogirou, 2018).

Rata-rata persentase dari setiap kategori sampah yang ada di Indonesia secara berurutan adalah sampah makanan 27,50%, sampah campuran 19,24%, sampah kertas/karton 9,25%, sampah kayu 9,25%, sampah tekstil 4,90% dan sampah yang tidak terbakar 3,98%. Nilai kalor sampah di Indonesia yang didapatkan dari seluruh sampel adalah 8,6 MJ/kg , yang tidak hanya relatif tinggi dibandingkan nilai kalor rata-rata, namun juga lebih tinggi dari rekomendasi *World Bank*, yaitu lebih dari 6 MJ/kg . Pada kesimpulannya, sampah di Indonesia dapat dijadikan sebagai bahan bakar untuk *WTE power plant*, baik untuk *incineration technology* maupun *gasification technology* (Zhen, et al., 2019).

Adapun hasil analisis proksimate dan analisis ultimate sampah di Indonesia diperlihatkan pada Tabel 2.1 dan Tabel 2.2.

Tabel 2.1 Hasil Analisis Proksimate (Zhen, et al., 2019).

Analisis Proksimate (berat%)					Nilai Kalor ($\frac{kJ}{kg}$)	
Kategori	MC	Ash	V	FC	LHV	HHV
Makanan	69,93	16,56	67,32	16,2	2693,21	16020,68
Kertas	45,33	10,13	78,26	11,62	7654,68	17232,18

Kayu	35,77	9,62	72,67	17,70	8382,84	17344,00
Plastik	32,95	7,56	89,65	2,79	24257,54	34545,40
Tekstil	32,17	5,08	84,85	10,07	11917,13	19544,00
Campuran	50,74	27,18	60,39	12,43	5486,23	14018,55
Rata-rata	48,49	20,61	68,93	10,46	8609,79	19892,08

Tabel 2.2 Hasil Analisis Ultimate (Zhen, et al., 2019).

Kategori	Analisis Ultimate (berat%)					
	<i>C</i>	<i>H</i>	<i>N</i>	<i>S</i>	<i>O</i>	<i>Cl</i>
Makanan	50,76	5,80	2,06	0,32	41,06	0,33
Kertas	48,56	5,81	0,58	0,41	42,24	0,40
Kayu	50,48	5,08	1,59	0,26	39,00	0,21
Plastik	77,38	10,98	0,48	0,57	10,60	0,82
Tekstil	57,51	4,46	0,48	0,41	36,57	0,31
Campuran	51,27	5,75	1,95	0,44	40,58	0,46
Rata-rata	58,91	7,21	1,14	0,42	32,41	0,50

Keterangan:

C = carbon content

H = hydrogen content

N = nitrogen content

S = sulfur content

O = oxygen content

Cl = chlorine content

MC = moisture content

Ash = ash content

V = volatile matter

FC = fix carbon

LHV = lower heating value

HHV = high heating value

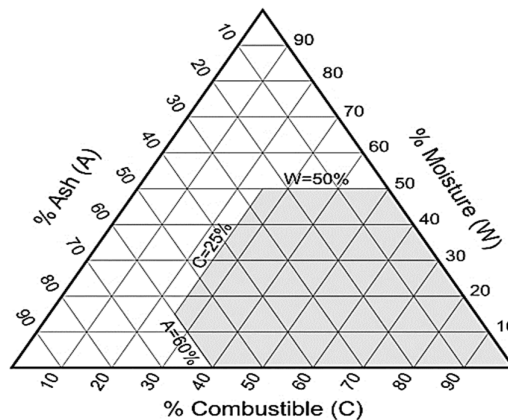
2.2 Bahan Bakar Sampah

Incineration power plant dirancang untuk mengolah sampah dengan variasi komposisi sampah yang akan masuk. Inilah yang membedakan antara *incineration power plant* dengan sistem pembakaran yang lainnya, dan memiliki implikasi yang besar terhadap rancangan *incineration power plant*.

Rancangan *incineration power plant* dalam praktiknya, memiliki batas variasi dari komposisi sampah. Untuk rancangan *incineration power plant*, dibutuhkan data-data yang akurat mengenai jumlah dan komposisi sampah, dan pengaruh perubahan yang akan datang (pengenalan *pretreatment process*) pada sistem manajemen pengolahan sampah harus dipertimbangkan.

Sampah yang dapat diolah *incineration power plant* terdiri dari beberapa jenis sampah, seperti sampah rumah tangga, beberapa sampah berukuran besar, sampah komersial, sampah perkantoran atau institusi dan beberapa sampah industri. Pada beberapa kasus sampah klinik dan lumpur dari limbah dapat diolah. Sampah sisa sapuan jalan dan sisa konstruksi mengandung bahan-bahan yang tidak dapat terbakar dalam jumlah yang besar, sehingga tidak sesuai untuk diolah di *incinerator*. Berbagai jenis sampah yang masuk ke *incinerator* memberikan pengaruh yang signifikan, khususnya nilai kalor bahan bakar, kadar air dan jumlah abu hasil pembakaran. Ini adalah tiga variabel kunci dalam mengategorikan sampah sebagai bahan bakar.

Cara paling sederhana untuk mengategorikan sampah dapat dijadikan bahan bakar adalah menentukan kadar air, MC (biasanya 15-35% ketika dikeringkan pada temperatur 105°C), kandungan debu, A (biasanya 10-25% setelah penyalaan pada temperatur 550°C), dan kadungan material yang dapat terbakar, C (biasanya 40-65%). Setelah mengetahui karakteristik sampah ini, diagram Tanner dapat digunakan untuk menentukan apakah sampah dapat dibakar tanpa bahan bakar tambahan. Jika data sampah berada di dalam daerah yang terarsir ($W < 50\%$, $A < 60\%$, $C > 25\%$), ini menunjukkan sampah dapat terbakar tanpa bahan bakar tambahan, seperti pada gambar 2.1 (Christensen, 2011).



Gambar 2.1 Diagram Tanner.
(Sumber: Christensen, 2011).

2.2.1 Komposisi dan Karakteristik Sampah

Komposisi dan karakteristik sampah berpengaruh terhadap efisiensi energi dan pengoperasian *WTE power plant* dan emisinya. Pengoperasian *WTE power plant* bergantung pada kualitas dan ketersediaan bahan baku untuk, yaitu sampah perkotaan yang digunakan sebagai bahan bakar untuk *WTE power plant*. Indonesia memproduksi sampah perkotaan dalam jumlah yang

besar yang dikonversi menjadi energi. Berdasarkan data dari Kementerian Lingkungan Hidup, jumlah sampah yang dihasilkan di Indonesia meningkat secara tajam selama periode 2010-2012, yaitu 200.000 ton per hari pada 2010 dan meningkat lebih dari dua kali lipat menjadi 490.000 ton per hari pada 2012 (Ministry of Energy and Mineral Resources Republic of Indonesia, 2015).

Adapun data jumlah dan komposisi sampah Kota Makassar dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 2.3 Data produksi sampah Kota Makassar tahun 2020-2021 (Kementerian Lingkungan Hidup Dan Kehutananan Republik Indonesia, 2021).

Tahun	Jumlah Harian (ton)	Jumlah Tahunan (ton)
2020	996,71	363.653,93
2021	1.023,71	373.653,93

Tabel 2.4 Komposisi sampah Kota Makassar tahun 2020 (Kementerian Lingkungan Hidup Dan Kehutananan Republik Indonesia, 2021).

Jenis Sampah	Komponen Fisik Sampah (berat%)
Sisa makanan	58,42
Kayu	-
Kertas/karton	8,34
Plastik	21,51
Kain	2,9
Logam	1,07
Kaca	2
Lainnya	-

2.2.2 Nilai Kalor Bahan Bakar dan Potensi Sampah

Nilai kalor (*heating value*) adalah pelepasan energi yang tersedia dari hasil pembakaran sempurna ketika diasumsikan tidak terjadi rugi-rugi. *HHV* adalah energi yang dilepaskan pada saat terjadinya proses oksidasi sempurna

dari suatu bahan bakar, namun air yang terkandung keluar dari proses pembakaran dalam bentuk cair dan *HHV* juga disebut sebagai pelepasan energi maksimum teoritis dari bahan bakar. Sedangkan *LHV* adalah energi yang dilepaskan pada saat terjadinya proses oksidasi sempurna dari suatu bahan bakar, C menjadi H₂O, S menjadi SO₂, dan air menguap meninggalkan proses. Adapun nilai kalor bahan bakar dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (Christensen, 2011) berikut ini.

$$HHV = LHV + (MC + H \times 8.937) \times 24.45 \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (2.2)$$

Sementara itu persamaan (Pitchel, 2014) *HHV* dan *LHV* dapat juga dihitung dengan cara seperti berikut:

$$HHV = 0,339(C) + 1,44(H) - 0,139(O) + 0,105(S) \text{ MJ/kg} \dots\dots (2.3)$$

$$LHV = HHV - 0,0244(MC + 9H) \text{ MJ/kg} \dots\dots\dots (2.4)$$

Keterangan:

HHV = high heating value

LHV = low heating value

C = carbon (%)

H = hydrogen (%)

O = oxygen (%)

S = sulfur (%)

MC = moisture content (%)

Ada beberapa metode untuk menentukan nilai kalor rata-rata dari sampah seperti berikut (Christensen, 2011).

a. Metode 1

Nilai kalor dihitung berdasarkan informasi mengenai debu hasil pembakaran, kandungan C dari sampah basah dan kadar air sampah basah dari gabungan sampah dengan menggunakan estimasi *LHV* dari kandungan yang dapat terbakar, H_{awf} (*awf* = tanpa debu dan kadar air). Nilai dari H_{awf} sekitar 20.000 *kJ/kg*, sampah diasumsikan tidak memiliki fraksi dominan dengan nilai kalor yang sangat rendah atau tinggi.

$$LHV = H_{awf} \times 0.01 \times C - 24.45 \times MC \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (2.5)$$

$$LHV = 200 \times C - 24.45 \times MC \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (2.6)$$

b. Metode 2

Nilai kalor dihitung berdasarkan nilai dari setiap fraksi dalam sampah, meliputi kadar air, debu dan kandungan yang dapat terbakar. Pendekatan ini pada dasarnya adalah metode 1 yang diterapkan pada setiap fraksi sampah.

c. Metode 3

Nilai kalor dihitung berdasarkan komposisi elemen (*C, H, N, S, Cl*) menggunakan persamaan empiris yang memberikan perkiraan yang cukup akurat untuk campuran sampah biasa.

$$LHV = 348C + 939H + 105S + 63N - 1080 - 24.5MC \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (2.7)$$

d. Metode 4

Suatu *incinerator* menggunakan sebuah kalorimeter skala besar, di mana *energy balance* dan *mass balance* digunakan untuk menentukan

nilai kalor dari sampah. *Mass flow* dan *energy balance* yang keluar dari boiler diukur atau diperkirakan dengan akurasi yang memadai. Prinsip dari metode ini dijelaskan lebih lanjut sebagai *indirect method* di dalam standar Jerman DIN1942.

e. Metode 5

Nilai kalor sampah didapatkan melalui proses pengujian di lab menggunakan bom kalorimeter. Hasil dari pengujian ini adalah *HHV* dari sampel yang kering.

Theoretical air fuel ratio dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini.

$$AFR = 11,53(C) + 34,56 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 4.33(S) \dots\dots\dots(2.8)$$

Potensi daya (EP_{MSW}) dan potensi energi listrik (EPP_{MSW}) yang dapat dibangkitkan oleh sampah dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini (Ibikunle *et al.*, 2020).

$$EP_{MSW} = LHV \times W_{MSW} \times \frac{1000}{3.6} \times \eta_s \text{ kW} \dots\dots\dots(2.9)$$

$$EPP_{MSW} = LHV \times \frac{W_{MSW}}{24} \times \frac{1000}{3.6} \text{ kWh} \dots\dots\dots$$

(2.10)

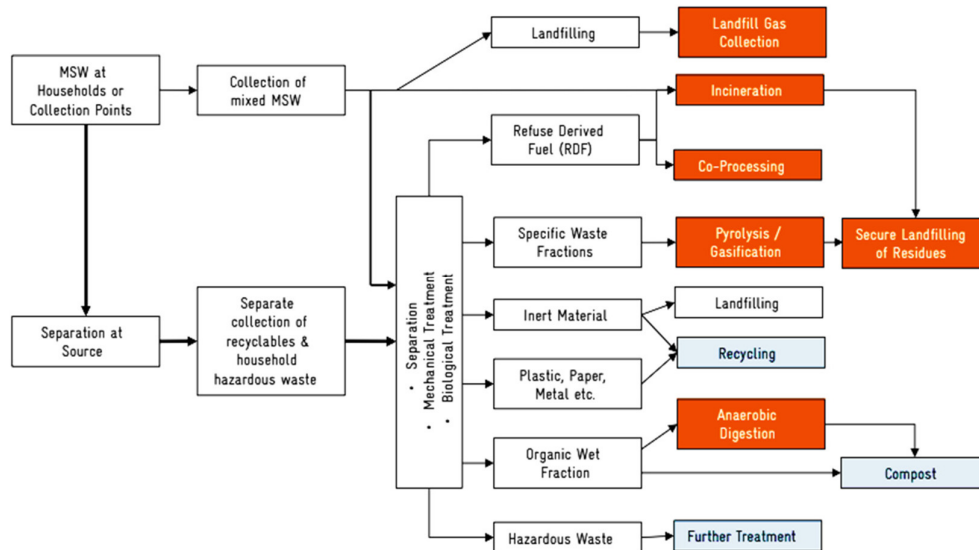
Keterangan:

W_{MSW} = berat *MSW* (ton)

2.2.3 Municipal Solid Waste Flow

Teknologi yang digunakan di *WTE power plant* didasarkan pada karakteristik *MSW* yang sesuai untuk masing-masing teknologi pengolahan. Se-

hingga kita harus memiliki pemahaman dasar mengenai jenis teknologi yang paling sesuai dengan aliran *MSW*. Adapun aliran *MSW* untuk setiap teknologi yang digunakan di *WTE power plant* dapat dilihat pada gambar di bawah ini (Mutz *et al.*, 2017).



Gambar 2.2 *Municipal Solid Waste Flow*.
(Sumber: Mutz *et al.*, 2017)

2.3 Dekripsi Umum Incineration Technology

Incineration didefinisikan sebagai pembakaran terkendali dari limbah padat, cair atau gas. Istilah terkendali ditekankan untuk membedakan teknologi dari pembakaran sederhana, terbuka atau proses serupa lainnya. Kondisi terkendali biasanya mencakup zona pembakaran yang kaya dengan oksigen pada temperatur tinggi dan penggunaan *forced-air system*.

Tujuan utama dari insinerasi *MSW* adalah mengurangi volume sampah, memperpanjang umur fasilitas pembuangan sampah. Telah dilaporkan bahwa insinerasi dapat mengurangi 80%-90% dari total volume *MSW* dengan angka aktual

50-60%. Diperkirakan bahwa teknologi insinerasi yang dikombinasikan dengan tempat pengolahan sampah *sanitary landfill* dapat menggandakan umur fasilitas pembuangan sampah (Pitchtel, 2014).

Incineration power plant memiliki umur komersil yang paling lama dibandingkan teknologi *gasification*, *pyrolysis* dan *RDF* yaitu 125 tahun. Selain itu, *Incineration power plant* tidak memerlukan *pre-treatment* untuk *MSW*, resiko kegagalan komponen pembangkit yang rendah, efisiensi termal 18-28% dan memiliki potensi pengurangan sampah 80% (Ministry of Energy and Mineral Resources Republic of Indonesia, 2015).

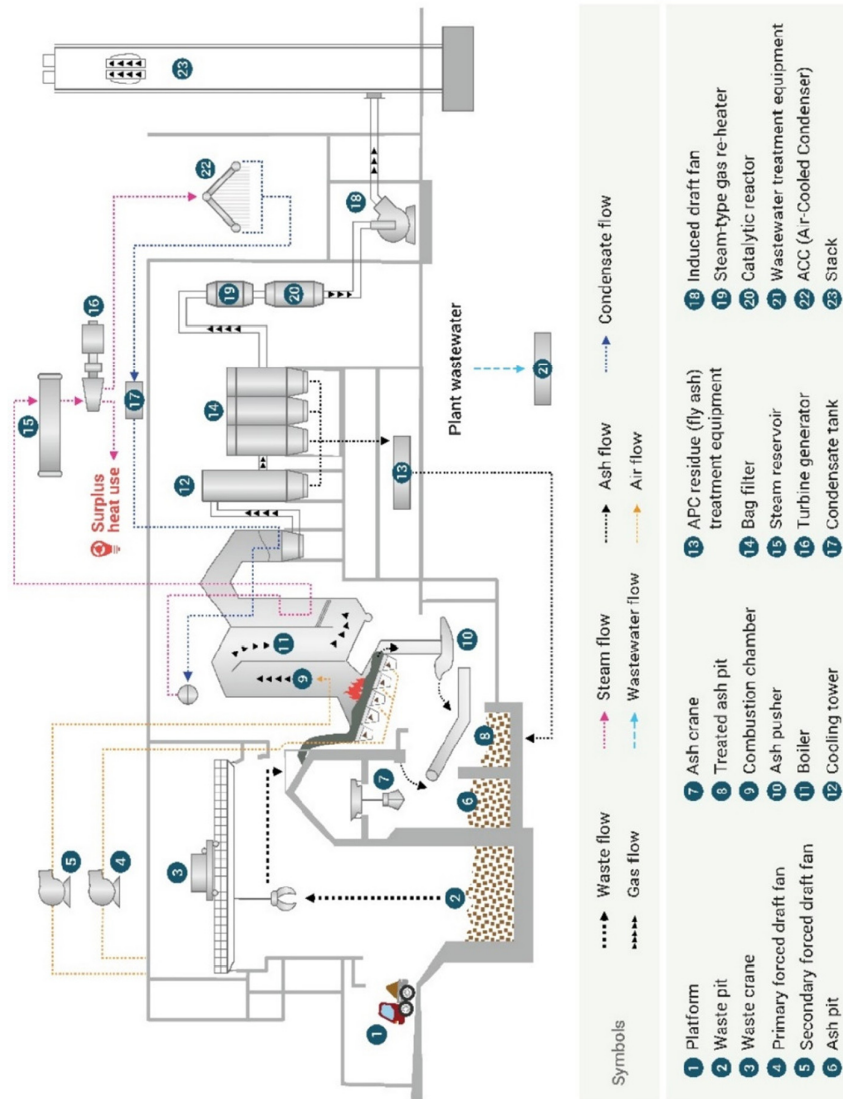
Bahan-bahan mudah terbakar yang terkandung di dalam *MSW* akan terbakar saat mencapai temperatur penyalaan yang diperlukan dan bertemu dengan oksigen, mengalami reaksi oksidasi. Reaksi oksidasi tersebut berlangsung pada temperatur 850°C dan 1450°C, kemudian proses pembakaran berlangsung dalam fase gas dan padat, secara simultan melepaskan energi panas.

Selama proses insinerasi, *flue gas* terbentuk yang kemudian melewati proses *gas cleaning* sebelum dilepaskan ke atmosfer. *Flue gas* ini mengandung energi panas, debu dan polutan udara yang harus dibersihkan terlebih dahulu. Panas yang dihasilkan digunakan untuk menghasilkan uap, *cogenertation* untuk industri yang berdekatan dengan PLTSa.

Biasanya temperatur *flue gas* yang dilepaskan ke atmosfer oleh pembangkit listrik tenaga sampah berkisar antara 180°C-250°C, secara signifikan lebih tinggi dari temperatur *flue gas* yang dilepaskan ke atmosfer oleh pembangkit-pembangkit listrik tenaga fosil. Temperatur *flue gas* yang dilepaskan ke atmosfer oleh pem-

bangkit listrik tenaga sampah lebih rendah atau sama dengan 160°C hanya dapat dicapai pada pembangkit listrik yang lebih mau (Branchini, 2015).

Berikut ini adalah gambar dari konfigurasi *incineration power plant* dengan menggunakan *mechanical grate*.

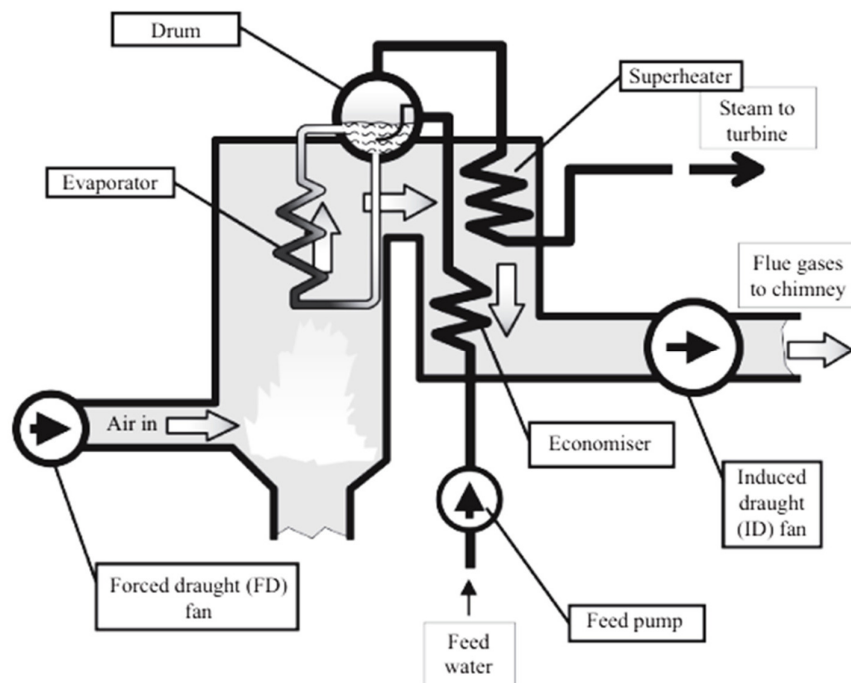


Gambar 2.3 Konfigurasi *incineration power plant* dengan menggunakan *mechanical grate*.
(Sumber: Liu *et al.*, 2020).

2.4 Komponen-Komponen Waste to Energy Power Plant

2.4.1 Drum Boiler

Drum boiler adalah *boiler* yang memiliki *steam drum* sehingga menjadikannya berbeda dengan *once through boiler*. Energi panas yang disuplai ke *drum boiler* menyebabkan aliran konveksi air yang ada di dalam *evaporator* bergerak naik menuju *steam drum*, yang kemudian mengalami proses pemisahan antara uap dan air. Di beberapa pembangkit yang menggunakan *drum boiler* biasanya menggunakan sistem *forced convection*.

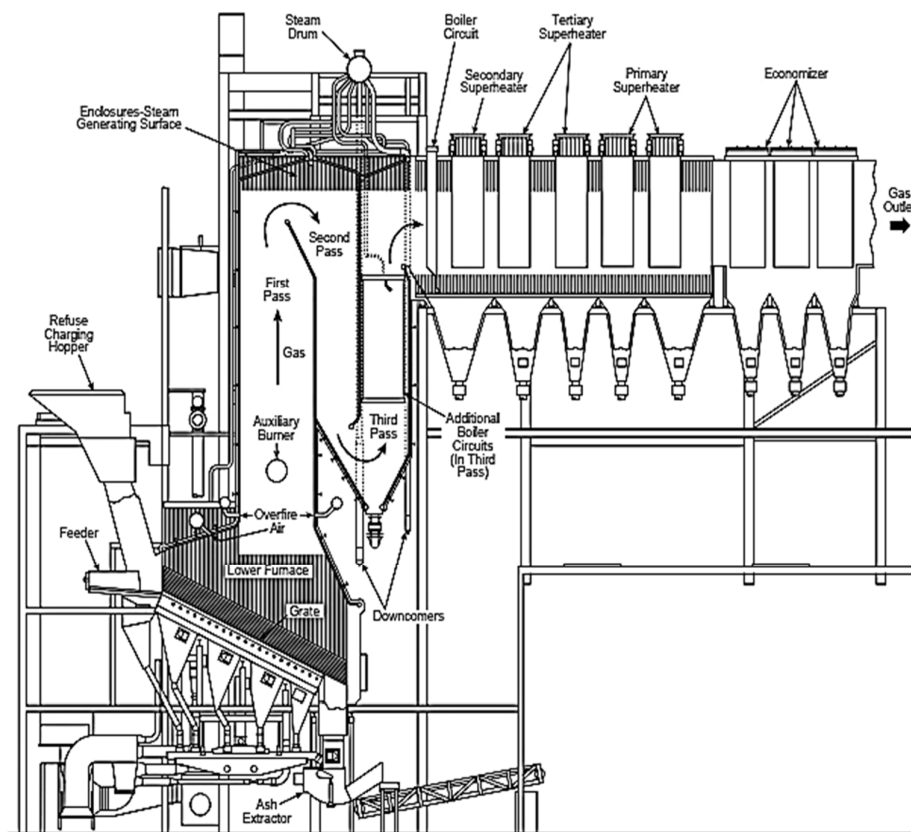


Gambar 2.4 Skema *drum boiler*.
(Sumber: Lindsley, Grist and Parker, 2018).

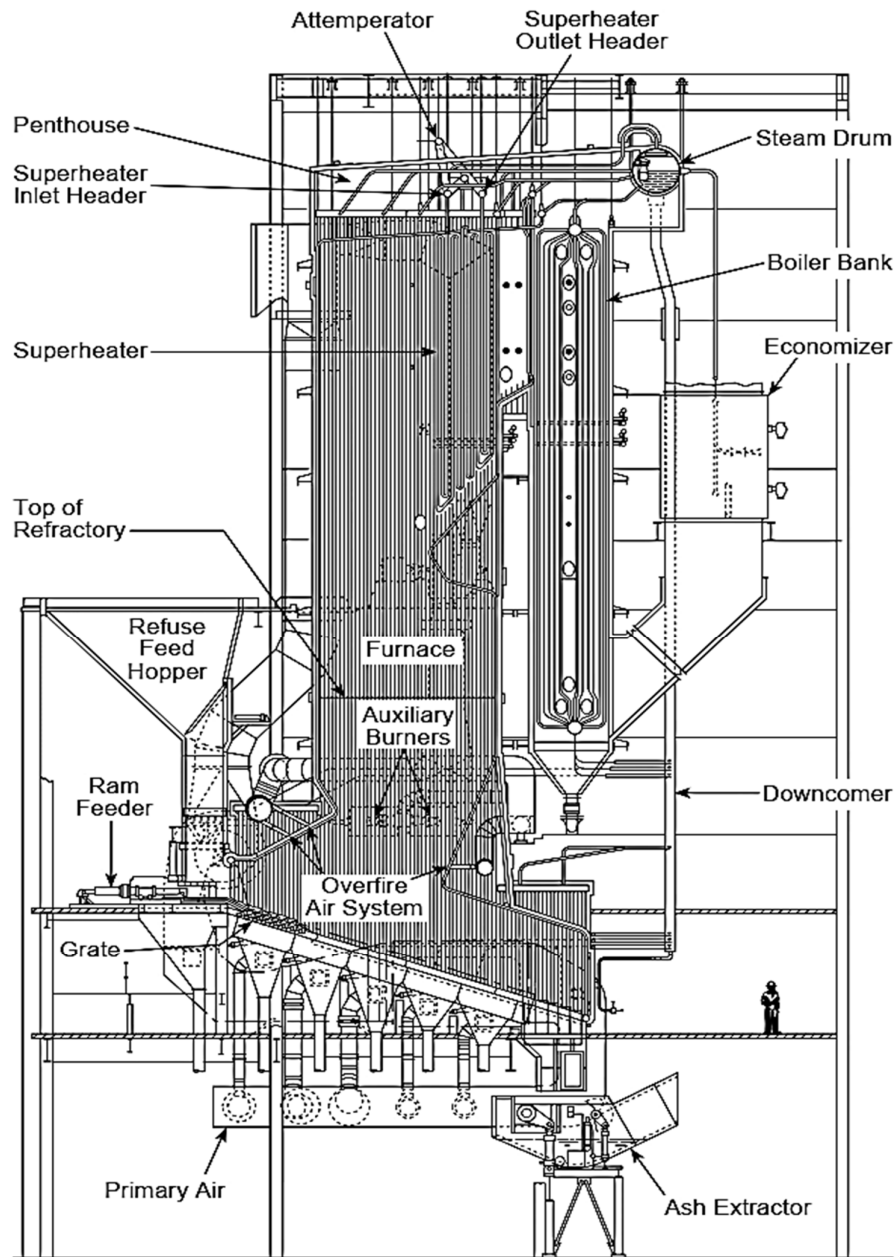
Uap terbentuk di dalam *evaporator* yang terkena *flue gas* dan radiasi dari hasil pembakaran. Selanjutnya, uap menuju ke steam drum dan melewati superheater. Biasanya superheater terdiri dari beberapa tingkat untuk memaksimalkan kalor yang diserap dari *flue gas*. Namun, beberapa

superheater juga terkena radiasi dari proses pembakaran dan *superheater* ini disebut sebagai *radiant superheater*. Setelah *flue gas* keluar *superheater*, *flue gas* akan melewati *economizer* untuk memanaskan *feed water* yang akan masuk ke *evaporator*. Selanjutnya, *flue gas* akan melewati *air preheater* untuk memanaskan udara yang digunakan untuk proses pembakaran (Lindsley, Grist and Parker, 2018).

Adapun gambar konstruksi dari incinerator yang pada umumnya digunakan di negara-negara Eropa dapat dilihat pada gambar 2.5. Sedangkan gambar konstruksi dari incinerator yang pada umumnya digunakan di Amerika Serikat dapat dilihat pada gambar 2.6.



Gambar 2.5 Konfigurasi boiler yang digunakan WTE power plant di Eropa. (Sumber: Babcock & Wilcox, 2005).



Gambar 2.6 Konfigurasi boiler yang digunakan *WTE power plant* di Amerika Serikat.

(Sumber: *Babcock and Wilcox*, 2005).

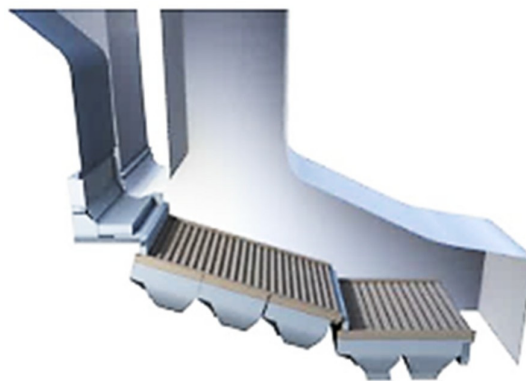
Berikut ini komponen-komponen yang terdapat di dalam *drum boiler*:

a. Incinerator (Furnace)

Radiasi yang dihasilkan di dalam *incinerator* perlu semaksimal mungkin untuk ditransfer di permukaan perpindahan panas yang berada di dalam *incinerator*. *Incinerator* diklasifikasikan berdasarkan hubungan antara aliran *flue gas (hot gases)* dan sampah. Adapun klasifikasi *incinerator* adalah sebagai berikut (Ozawa and Asano, 2021).

➤ *Contercurrent flow type*

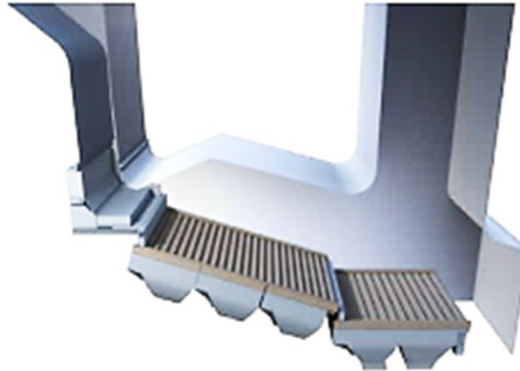
Incinerator tipe ini memiliki arah aliran *flue gas (hot gases)* dan sampah masuk berlawanan, yang mana penggunaannya sesuai untuk sampah dengan nilai kalor rendah dan memiliki kadar air yang tinggi karena dapat dengan mudah mentransfer kalor dari radiasi sampah yang terbakar untuk mengeringkan sampah basah yang masuk.



Gambar 2.7 *Countercurrent flow incinerator*.
(Sumber: Ozawa and Asano, 2021).

➤ *Co-current flow type*

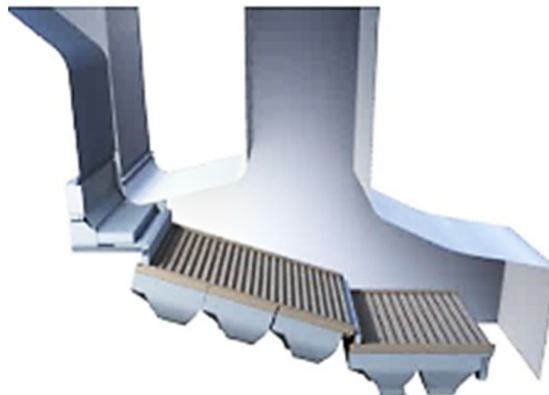
Incinerator tipe ini memiliki arah aliran *flue gas (hot gases)* dan sampah yang searah yang mana sesuai untuk sampah yang memiliki nilai kalor tinggi dan mudah terbakar.



Gambar 2.8 *Co-current flow incinerator*.
(Sumber: Ozawa and Asano, 2021).

➤ *Center current flow type*

Incinerator ini memiliki arah *flue gas (hot gases)* dan sampah yang saling berpotongan. Sangat sesuai untuk sampah dengan nilai kalor yang berfluktuasi.

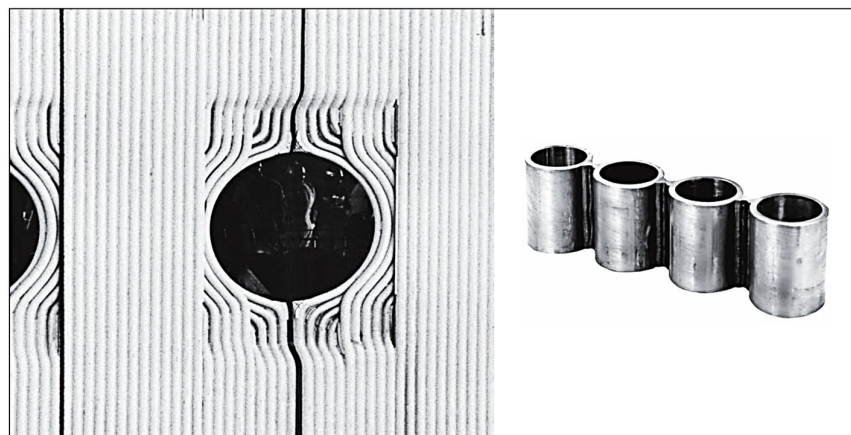


Gambar 2.9 *Center current flow incinerator*.
(Sumber: Ozawa and Asano, 2021).

Temperatur yang dapat dicapai di dalam *furnace* bervariasi dari daerah ke daerah lainnya tergantung pada bahan bakar, *tube*, dan sebagainya. Temperatur tersebut dapat bervariasi dari 1000°C-1500°C di bawah beban maksimum secara kontinu. Temperatur 1800°C dapat dicapai dan akan menurun seiring penurunan beban (Donatello Annaratore, 2008).

b. *Water wall (Membrane wall)*

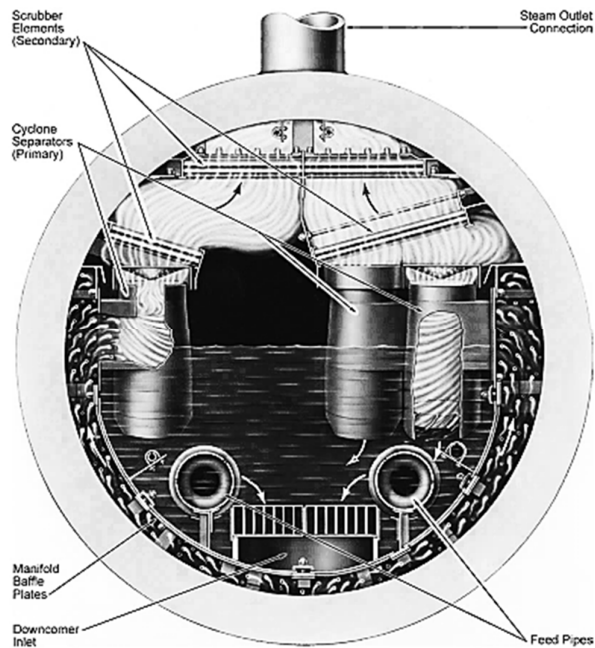
Sebagian besar *furnace* pada *boiler* memiliki *water wall*. Pada konstruksi ini, *water wall* ditempatkan di dekat bagian tengah untuk menjaga temperatur dan beban thermal dalam tetap dalam batas. *Water wall* diperlihatkan pada gambar 2.9 adalah barisan *tube* yang berada di bagian *opening burner* dan memiliki diameter yang lebih besar dari pada *water wall* dibagian lainnya. *Water wall* ini memiliki ketahanan terhadap tekanan tinggi dan mampu mentransfer kalor dari radiasi dari pembakaran yang terjadi di *furnace* ke campuran uap dan air di dalam *tube* (Babcock & Wilcox Company, 2005).



Gambar 2.10 Konstruksi *membrane wall*.
(Sumber: Babcock & Wilcox, 2005).

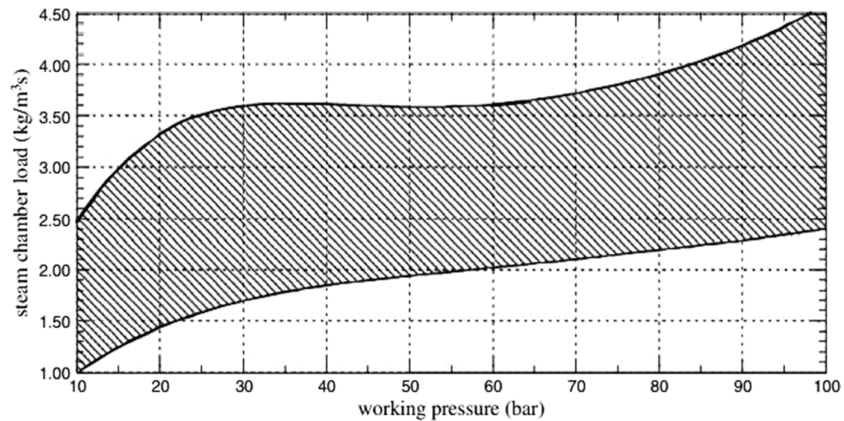
c. Steam Drum

Steam drum berfungsi untuk memisahkan air dari uap. Di bagian bawahnya terisi penuh dengan air yang berasal dari *economizer* melalui *feed pump* dan bagian atas dari *steam drum* diisi oleh uap.



Gambar 2.11 Konstruksi *steam drum*.
(Sumber: Babcock & Wilcox, 2005).

Volume dari *steam chamber* pada *steam drum* dibuat di atas permukaan air, juga sangat penting. Mengingat bahwa ketinggian rata-rata air bertepatan dengan garis tengah dari *steam drum*, volume *steam chamber* setengah dari volume *steam drum*. Berikut ini adalah kurva yang menampilkan nilai minimum dan maksimum dari beban *steam chamber* pada nilai yang berbeda dari tekanan kerja yang dipilih (Donatello Annaratone, 2008).



Gambar 2.12 Kurva beban yang diizinkan untuk *steam chamber*.
(Sumber: (Donatello Annaratone, 2008).

d. Superheater

Superheater menerima uap saturasi dari *steam drum* yang kemudian menuju ke turbin uap. Biasanya *superheater* terdiri dari dua tingkat, yaitu primer dan sekunder. Superheater biasanya bekerja pada beban kalor yang tinggi, sehingga memerlukan material khusus. Material yang digunakan untuk *superheater* harus tahan terhadap oksidasi, *fatigue*, *creep rupture*, erosi dan korosi. Material dan desain *superheater* sangat bergantung kepada sifat dari *ash* yang dihasilkan dari bahan bakar (Zabihian, 2021).



Gambar 2.13 *Panel superheater*.
(Sumber: Teir, 2003)

e. Economizer

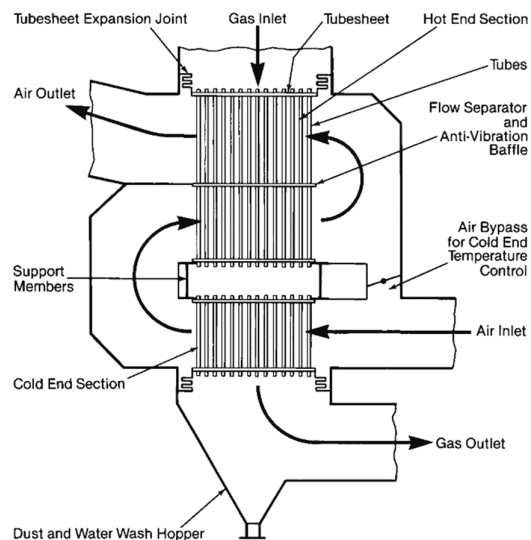
Economizer adalah *heat exchanger* yang terintegrasi ke dalam boiler yang berfungsi untuk menyerap kalor dari *flue gas* (*hot gases*), lalu mentransfernya ke *feed water*. Dengan adanya *economizer* dapat membantu meningkatkan efisiensi dari sistem boiler.

Temperatur *flue gas* yang keluar dari boiler biasanya cukup tinggi, akibatnya efisiensi boiler pada beban maksimum berkisar antara 88-91%. Konsekuensinya, *flue gas losses* bisa sangat tinggi, yaitu sekitar 12%. Undang-undang emisi di Jerman menetapkan *flue gas losses* maksimum 9%. Oleh karena itu *economizer* banyak digunakan di *boiler* untuk mendapatkan nilai dibawah standar yang telah ditetapkan. Penambahan *economizer* adalah metode yang paling ekonomis untuk meningkatkan efisiensi (Viessmann, 2011).

f. Air Preheater

Air preheater dipasang untuk mengurangi temperatur *flue gas* yang akan keluar menuju *stack* dan meningkatkan efisiensi boiler. Pada *power boiler* yang berukuran besar, peningkatan efisiensi beberapa persen akan menurunkan biaya produksi, namun akan meningkatkan biaya pemasangan *air preheater* dan biaya *fan* karena drop tekanan yang lebih besar.

Saat *air preheater* mendinginkan *flue gas*, maka disaat yang bersamaan memanaskan udara pembakaran, dengan cara ini akan meningkatkan jumlah kalor yang masuk *furnace*. Hal ini sangat memengaruhi ukuran dari *furnace*, jumlah kalor yang diserap dari radiasi *flame*, dan temperatur *flue gas* yang keluar (Donatello Annarantone, 2008).

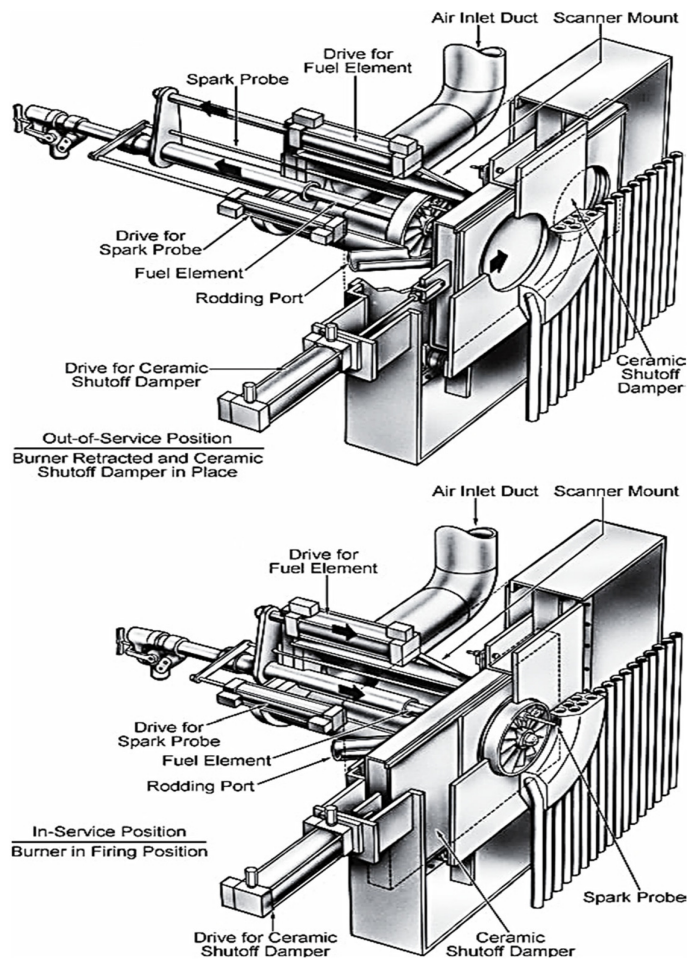


Gambar 2.14 Konstruksi *tubular air preheater*.
(Sumber: Babcock & Wilcox, 2005).

g. Auxiliary Burner

Auxiliary burner digunakan untuk mengatur temperatur *furnace* saat proses *startup*, *shutdown*, dan untuk meminimalisir bahan bakar yang tidak terbakar. Bahan bakar yang paling umum digunakan untuk *auxiliary burner* di *WTE power plant* adalah minyak dan gas. *Auxiliary burner* dirancang untuk 25-30% dari *heat input*.

Ketika tidak beroperasi, *auxiliary burner* perlu dialirkan udara untuk mencegah *overheating*. Hal ini menyebabkan penurunan efisiensi dan karena *burner* ini jarang digunakan, maka digunakanlah *auxiliary burner* khusus untuk *boiler* di *WTE power plant*. *Auxiliary burner* ini dirancang dengan menggunakan elemen *burner* yang dapat ditarik dan didorong masuk ke dalam *furnace* ketika digunakan. Selain itu, terdapat *ceramic damper shutoff* yang dapat bergerak menutup dan membuka untuk melindungi *burner* saat tidak beroperasi dari radiasi dan sisa-sisa dari proses pembakaran (Babcock & Wilcox Company, 2005).



Gambar 2.15 Konstruksi *auxiliary burner*.
(Sumber: Babcock & Wilcox, 2005).

h. Fan

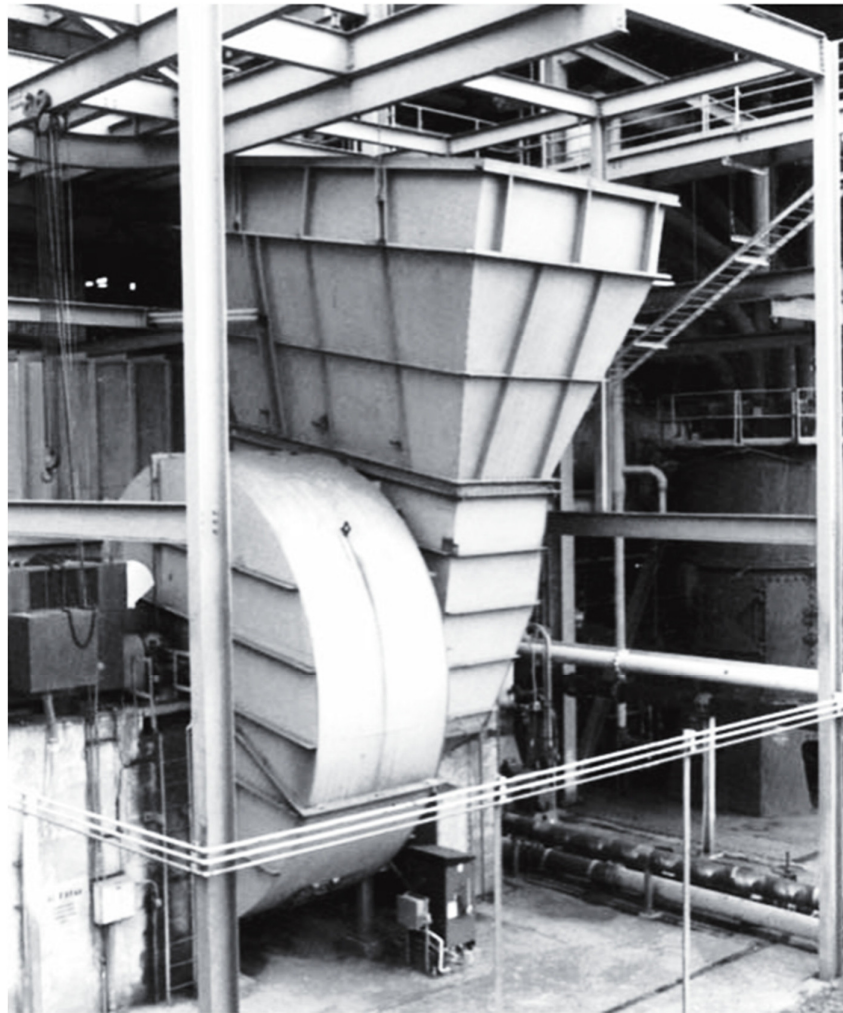
Fan adalah *rotary-bladed machine* yang menerima energi mekanik dan menggunakannya untuk memutar satu atau beberapa *impeller* yang terpasang *blade* untuk menjaga aliran udara atau aliran gas yang kontinu melewati *impeller* tersebut dan biasanya kerja persatuan massanya tidak lebih dari 25 kJ/kg (Cory, 2005).

Fan di pada *boiler* berdasarkan fungsinya terbagi menjadi empat, yaitu *primary air* untuk *pulverized boiler*, *forced draft fan*, *induced draft fan*, dan *gas recirculation fan*.

Boiler beroperasi dengan menggunakan *forced draft fan* dan *induced draft fan*. *Forced draft fan* digunakan untuk menekan udara untuk proses pembakaran menuju *furnace*. *Fan* harus memiliki *discharge pressure* yang lebih tinggi atau sama dengan total tahanan dari *air duct*, *air preheater*, *burner*, *fuel bed*, *furnace*, dan tahanan lainnya diantara sisi *discharge* dari *fan* dan *furnace*. Hal ini membuat *furnace* menjadi titik *balance draft* atau tekanan nol. Volume udara dari *forced draft fan* harus sama dengan total jumlah udara yang dibutuhkan untuk proses pembakaran dan kebocoran udara di *air heater*. Pada kebanyakan instalasi *forced draft fan*, keandalan yang lebih besar diperoleh dengan cara membagi kapasitas total dari *fan* menjadi dua *fan* yang beroperasi parallel. Jika salah satu *fan* sedang dalam keadaan pemeliharaan, maka *fan* lainnya mampu membawa 60% atau lebih udara untuk proses pembakaran pada beban maksimum *boiler*.

Induced draft fan dirancang untuk beroperasi dengan *furnace draft* yang seimbang atau tanpa *forced draft fan* untuk mengalirkan *flue gas*. *Induced draft fan* sendiri memiliki persyaratan yang sama dengan *forced draft fan*, namun memiliki perbedaan pada temperatur fluida yang lebih tinggi (*flue gas*) serta mengandung banyak *ash* yang

dapat mengakibatkan erosi. *Air foil* dari *fan* sangat rentan terhadap erosi yang diakibatkan oleh debu, jika *air foil* berongga, maka dapat terisi oleh debu dan menyebabkan *rotor* mengalami ketidakseimbangan jika permukaan *blade*-nya mengalami keausan. Erosi tersebut dapat dihindari dengan cara melindungi *casing* dan *blade* dengan menggunakan *replaceable wear* (Babcock & Wilcox Company, 2005).



Gambar 2.16 *Centrifugal forced draft fan*.
(Sumber: Babcock & Wilcox, 2005).

Berikut ini adalah persamaan yang digunakan untuk menentukan kapasitas dari fan (Babcock & Wilcox Company, 2005).

Fan power

$$W_F = k \frac{\Delta PV_1}{\eta_F C} \text{ kW} \dots\dots\dots(2.11)$$

$$W_F = \frac{\dot{m}}{\eta_F} \frac{gH_d C}{\rho} \text{ kW} \dots\dots\dots(2.12)$$

Keterangan:

V_1 = volumetric flow rate at inlet (m^3/s).

η_F = fan efficiency

C = constant (SI unit 1.0)

\dot{m}_g = gas mass flow rate (kg/s).

Compressibility factor

$$k = \frac{\frac{\gamma}{1-\gamma} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} - 1 \right]}{\frac{P_2}{P_1} - 1} \dots\dots\dots(2.13)$$

Keterangan:

P_1 = absolut inlet pressure (bar).

P_2 = absolut outlet pressure (bar).

γ = specific heat ratio (air = 1,4).

Volumetric flow rate

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho} \times \left(\frac{T_a}{T_{ref}} \right) \times \left(\frac{P_{ref}}{P_a} \right) \times F \text{ m}^3/s \dots\dots\dots(2.14)$$

Keterangan:

ρ_{ref} = gas density at reference temperature (kg / m^3).

T_a = actual temperature (K).

T_{ref} = reference temperature (K).

P_{ref} = reference pressure (Pa).

P_a = actual pressure (Pa).

F = time unit conversion factor (1,0)

Delivery head (adiabatic head)

$$H_d = \frac{k\Delta PC}{\rho} m \dots\dots\dots(2.15)$$

Berikut ini adalah tabel efisiensi *fan* dan *compressibility factor* (Babcock & Wilcox Company, 2005).

Tabel 2.5 Efisiensi *Fan*

<i>Fan Type</i>	η_F (%)
<i>Centrifugal fan</i>	
<i>Paddle blade</i>	45 – 60
<i>Forward curved blades</i>	45 – 60
<i>Backward curved blades</i>	75 – 85
<i>Radial tipped blades</i>	60 – 70
<i>Air foil</i>	80 – 90
<i>Axial flow fan</i>	85 – 90

Tabel 2.6 *Compressibility Factor*

$\Delta P/P$	0	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18
k	1	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94

i. Flue Stack

Aliran udara dan *flue gas* yang memadai diperlukan untuk proses pembakaran bahan bakar fosil dan bahan bakar kimia yang efektif dan sempurna. Kedua aliran tersebut dihasilkan dan diatur oleh *fan* dan *stack*. Baik *stack* atau kombinasi dari *fan* dan *stack* akan menghasilkan *pressure head* yang dibutuhkan untuk dapat mengalirkan udara dan *flue gas*.

Draft adalah perbedaan tekanan antara tekanan atmosfer dengan tekanan statis dari *combustion gasses* di dalam *furnace*, *gas passage*, dan *stack*. Aliran gas yang melewati *boiler* dapat dicapai dengan menggunakan empat metode untuk menghasilkan *draft*, yaitu *forced draft*, *induced draft*, *balance draft*, dan *natural draft*.

Forced draft boiler beroperasi dengan kondisi aliran udara dan *flue gas* yang diatur untuk berada di atas tekanan atmosfer. *Forced draft fan* akan menghasilkan tekanan yang cukup untuk mendorong udara dan *flue gas* keluar dari sistem. Setiap membuka pintu pada *boiler* akan menyebabkan udara atau *flue gas* akan keluar melalui pintu tersebut, jika tidak menggunakan pintu bertekanan.

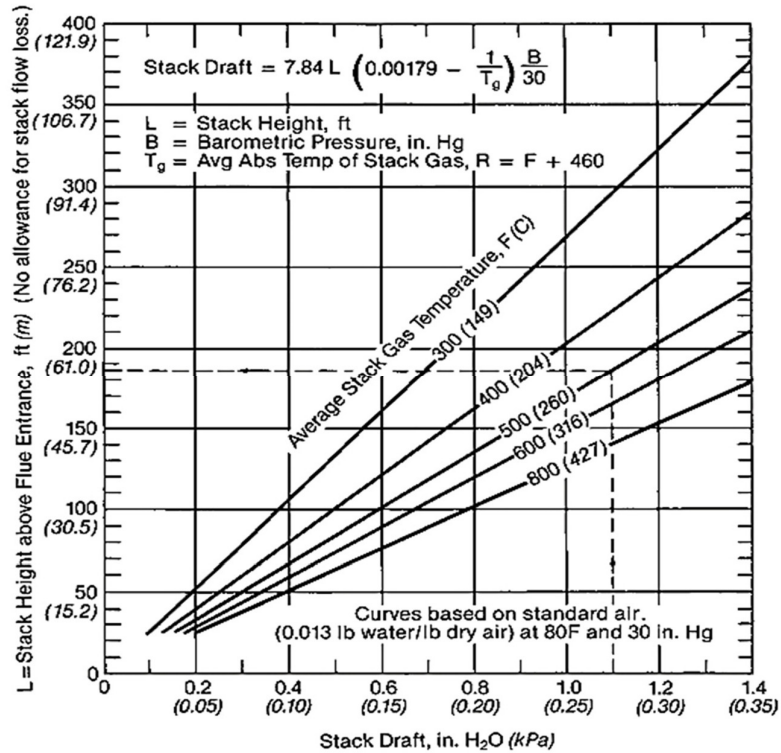


Gambar 2.17 *Flue stack*.

Induced draft boiler beroperasi dengan kondisi aliran udara dan *flue gas* yang berada di bawah tekanan atmosfer. Tekanan statis secara bertahap akan mengalami penurunan saat masuk ke dalam *boiler* menuju *induced draft fan*. Aliran udara dan *flue gas* dapat mengalir melewati *boiler* hanya dengan cara menggunakan *stack* ketika tekanan sistem rendah atau *stack* yang digunakan tinggi, ini disebut sebagai *natural draft*.

Balanced draft boiler memiliki *forced draft fan* dan *induced draft fan*. Tekanan statis Pada bagian *discharge forced draft fan* berada di atas tekanan atmosfer dan mengalami penurunan hingga sama dengan tekanan atmosfer pada bagian tertentu (biasanya pada bagian *lower furnace*). Tekanan statis *sub-atmospheric* akan mengalami penurunan secara bertahap saat *flue gas* mengalir dari *balance point* menuju ke *induced draft fan*. Skema ini mengurangi tekanan *flue gas* dan kemungkinan *flue gas* untuk mengalir keluar. Selain itu, metode ini akan memberikan penghematan energi karena *forced draft fan*

membutuhkan *volumetric flow* yang lebih kecil dan membutuhkan lebih sedikit energi untuk *mass flow* tertentu. Kebanyakan *boiler* modern saat ini menggunakan metode *balance draft* karena alasan ini (Babcock & Wilcox Company, 2005).



Gambar 2.18 Diagram pemilihan tinggi *flue stack*.
 (Sumber: Babcock & Wilcox, 2005).

Adapun persamaan untuk menentukan *stack effect* dapat dilihat pada persamaan di bawah ini (Babcock & Wilcox Company, 2005).

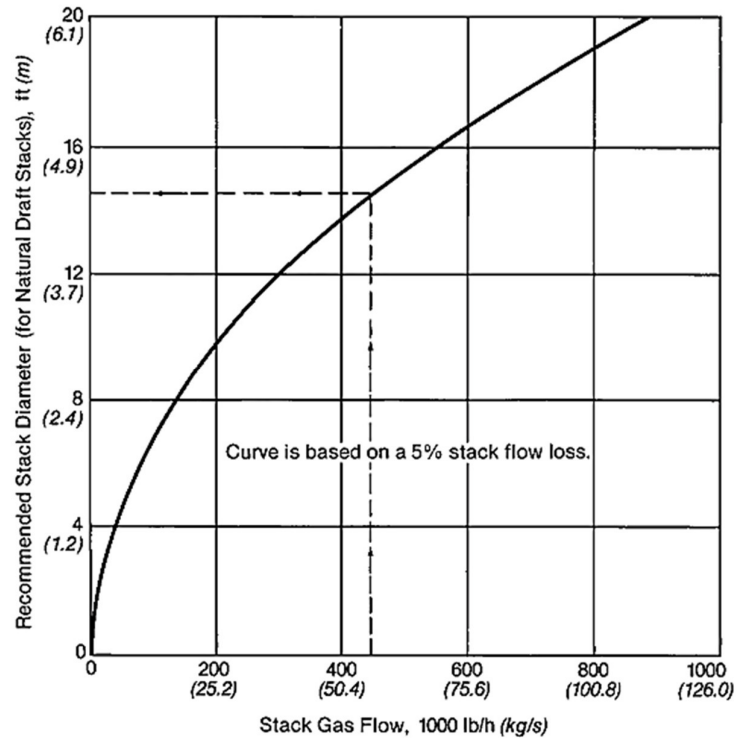
$$\Delta P_{SE} = \frac{g}{g_c} Z (\rho_a - \rho_g) \dots \dots \dots (2.16)$$

Keterangan:

g = percepatan gravitasi (9,8 m/s).

$$g_c = (1 \text{ kgm} / N_s^2).$$

$\rho_g = \text{average density of flue gas } (\text{kg}/\text{m}^3).$



Gambar 2.19 Diagram pemilihan diameter *flue stack*.
(Sumber: Babcock & Wilcox, 2005).

2.4.2 Steam Turbine

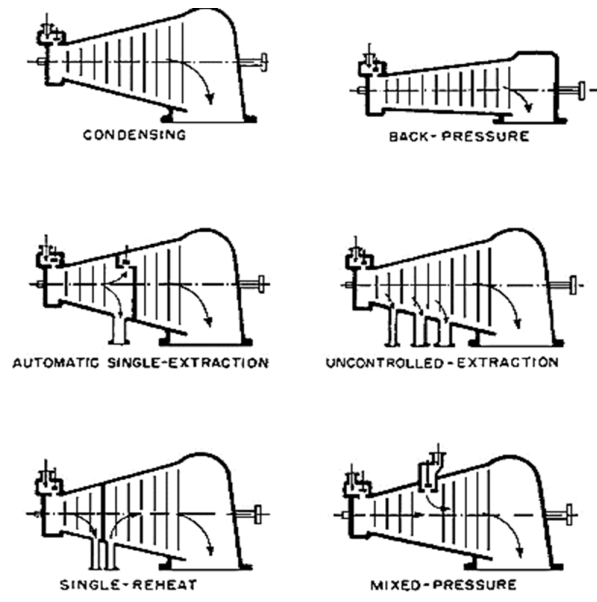
Di dalam turbin uap, dengan entalpi yang tinggi (tekanan dan temperatur tinggi) mengalami ekspansi di dalam *nozzle (stationary blade)* di mana energi kinetik mengalami peningkatan (karena mengalami penurunan tekanan). Energi kinetik (kecepatan tinggi) selanjutnya mengalami perubahan menjadi energi mekanik (putaran dari *shaft*, meningkatkan torsi atau kecepatan) dengan prinsip impuls dan reaksi.

Turbin uap dengan rating 40-60 MW biasanya menggunakan *single-cylinder* (Gambar 2.19). Sedangkan untuk rating yang lebih tinggi bisanya

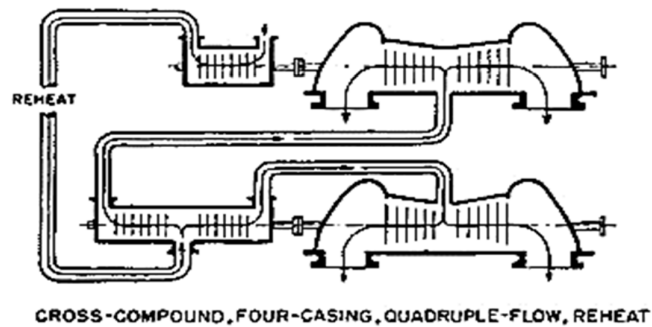
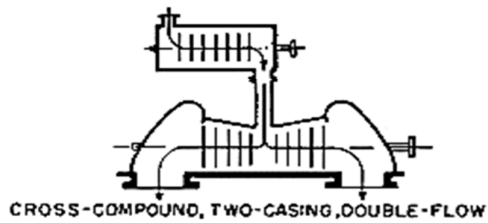
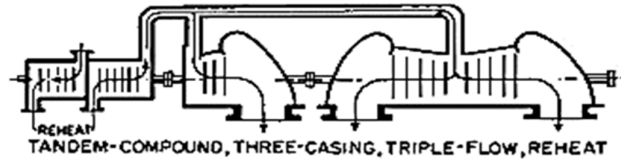
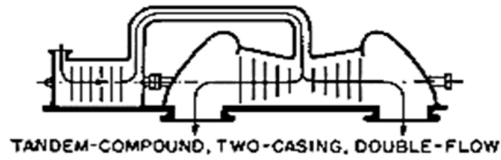
menggunakan *multiple cylinders* atau *compound* (Gambar 2.20) untuk mengekstrak energi dari uap.

Single-cylinder steam turbine terdiri dari dua tipe, yaitu *condensing* dan *back-pressure (noncondensing)*. Uap yang keluar dari *back-pressure turbine* digunakan untuk keperluan proses di industri. *Single-cylinder steam turbine*, memiliki dua jenis ekstraksi, yaitu *automatic extraction* yang memungkinkan sebagian uap dari *intermediate stage* diekstrak untuk menyuplai *feed water heater*, dan *uncontrolled extraction* yang digunakan mengekstrak uap untuk menyuplai *feed water heater*. *Automatic extraction* memerlukan governor dan *valve* khusus untuk mengatur tekanan dari ekstraksi uap saat beban turbin mengalami berubah-ubah. *Uncontrolled extraction* mengikuti perubahan beban dari turbin, sehingga tekanan uap ekstraksi mengalami perubahan seiring perubahan beban turbin.

Compound turbine memiliki *cylinder* yang berjumlah lebih dari satu (*high pressure* dan *low pressure*). *Low pressure cylinder* sendiri biasanya memiliki dua aliran untuk menangani volume uap bertekanan rendah dalam jumlah besar (karena keterbatasan dari panjang dari *balde*). Pembangkit listrik yang berukuran besar, biasanya memiliki *intermediate-pressure cylinder* dan hingga empat *low pressure cylinder*. *Cylinder* dapat dipasang bersama *single shaft (tandem-compound)* atau dengan dua atau lebih *shaft (cross-compound)* (Kiameh, 2012).

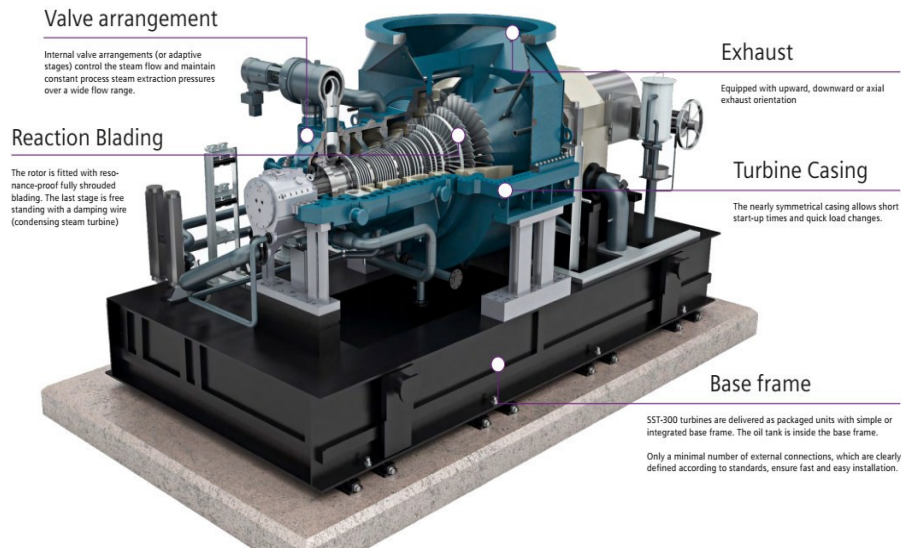


Gambar 2.20 *Single-cylinder steam turbine.*
 (Sumber: Kiameh, 2012).



Gambar 2.21 *Compound turbine*.
(Sumber: Kiameh, 2012).

Turbin uap untuk *WTE power plant* biasanya menggunakan turbin jenis *single-cylinder steam turbine* dan biasanya juga dapat dipakai untuk industri petrokimia, industri semen, *district heating*, industri kertas, *biomass power plant* dan industri gula (Siemens AG, 2019).



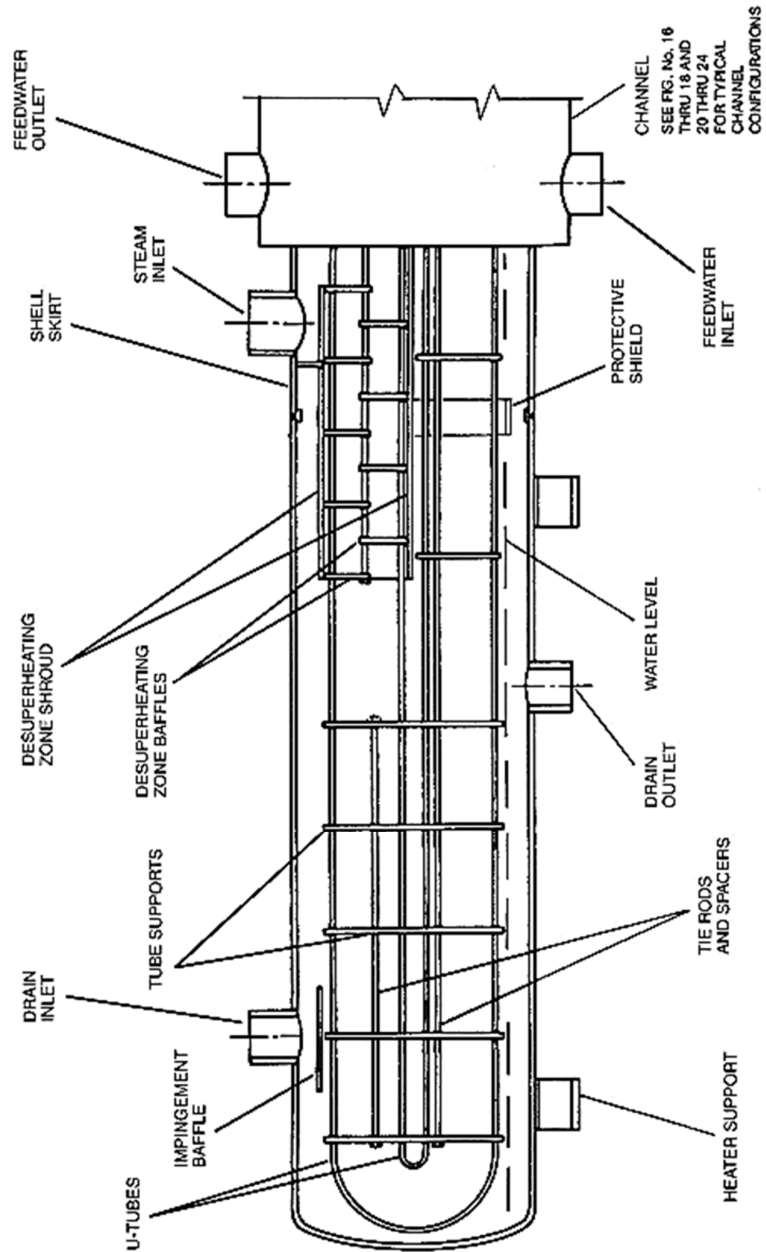
Gambar 2.22 Steam turbine SST-400 Siemens.
(Sumber: Siemens AG, 2019)

2.4.3 Closed Feed Water Heater

Closed feed water heater didefinisikan sebagai *heat exchanger shell and tube* yang memanaskan *feedwater* atau *condensate* yang melewati *tube*-nya dengan uap atau *condensate* pada bagian *shell*-nya.

Closed feed water heater digunakan pada pembangkit listrik tenaga uap yang menggunakan *regenerative steam cycle* untuk meningkatkan keuntungan secara termodinamika yang didapatkan. Hal ini dilakukan dengan cara mengekstraksi uap pada beberapa titik di turbin dan mengkondensasikan uap tadi menggunakan *feed water*. Hasil yang didapatkan dengan pemasangan *closed feed water heater* adalah membantu mencegah terjadinya *thermal shock* pada *boiler* dan mengurangi konsumsi bahan bakar untuk mengubah *feed water* menjadi uap. Dengan menggunakan *closed feed water heater*, maka *latent heat* yang tidak langsung terbuang ke *condenser*.

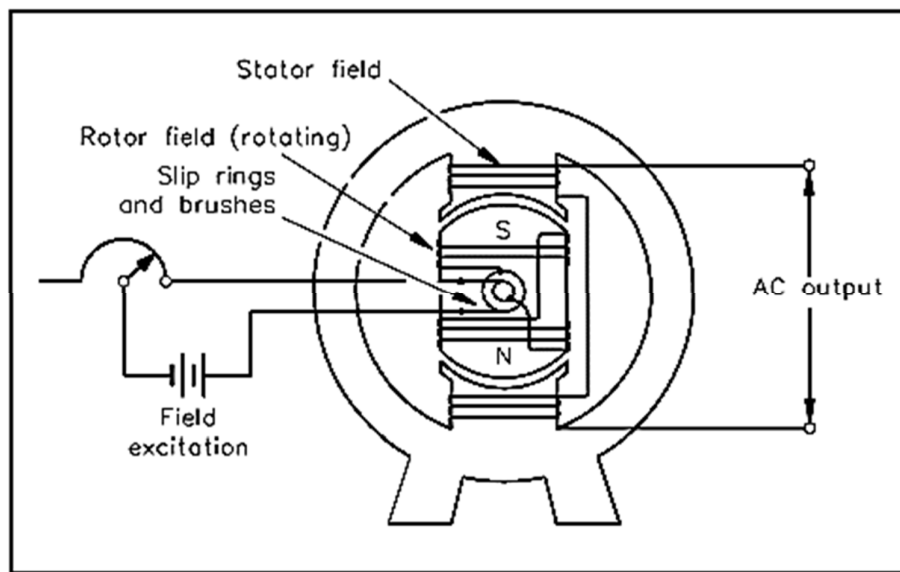
Oleh karena itu *feed water heater* juga membantu mengurangi polusi thermal
(Heat Exchange Institute Inc., 2015).



Gambar 2.23 Konstruksi *closed feed water heater*.
(Sumber: *Heat Exchange Institute Inc.*, 2015).

2.4.4 Generator

Generator AC sederhana terdiri dari beberapa bagian yang meliputi medan magnet dan konduktor yang berputar diantara medan magnet (Gambar 2.23). Medan magnet terbentuk karena adanya arus eksitasi yang mengalir pada *field coil*. Arus eksitasi diterima oleh *field coil* melalui *slip ring* dan *brush* (Department of Energy United State of America, 1992).



Gambar 2.24 Konstruksi generator AC
(Sumber: *Department of Energy Fundamentals Handbook*, 1992).

Adapun persamaan untuk menentukan putaran dan frekuensi dapat diperlihatkan di bawah ini (Department of Energy United State of America, 1992) .

Frekuensi

$$f = \frac{NP}{120} \text{ Hz} \dots\dots\dots (2.17)$$

Putaran rotor

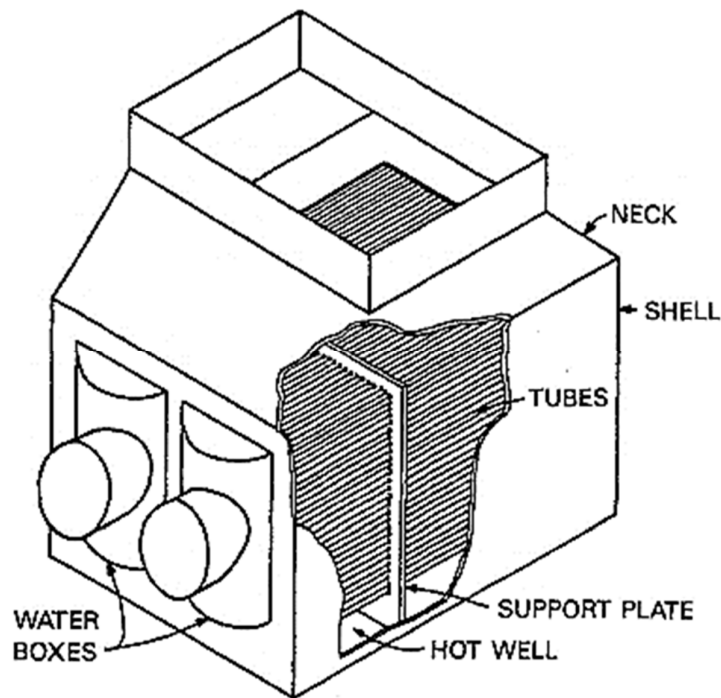
$$N = \frac{120F}{P} \text{ rpm} \dots\dots\dots (2.18)$$

Kutub generator

$$P = \frac{120f}{N} \dots\dots\dots(2.19)$$

2.4.5 Condenser

Fungsi *condenser* (Gambar 2.24) adalah mengkondensasikan uap yang keluar dari *turbine* dan mengumpulkan kondensat tersebut. Proses kondensasi uap pada *condenser* berlangsung dengan cara menyerap kalor laten dari uap dan mentransfernya ke fluida pendingin. *Condenser* dirancang untuk mampu melepaskan kalor laten ke air pendingin secara langsung atau ke lingkungan. *Condenser* biasanya menggunakan fluida pendingin berupa air, namun jika lokasi pembangkit beradda di dearah yang kurang air, maka dapat diganti dengan *air cooled condenser* (Black and Veatch, 1996).

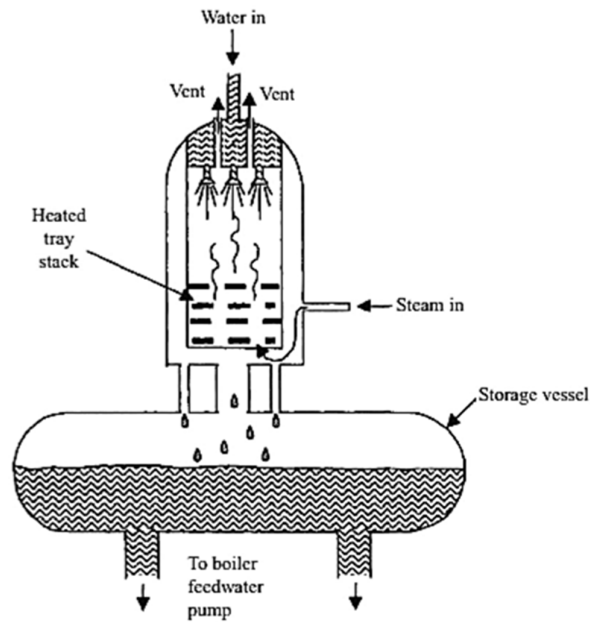


Gambar 2.25 Konstruksi *condenser* pada umumnya.
(Sumber: Black and Veatch, 1996).

2.4.6 Deaerator

Fungsi deaerator adalah untuk menghilangkan gas yang terlarut dalam dengan menguapkan dan mengaduknya, proses ini disebut dengan *stripping*. Salah dari jenis deaerator ditunjukkan pada gambar 2.14. Di dalam *deaerator*, air masuk melalui bagian atas dan bercampur dengan uap yang mengalir ke arah atas. Uap diambil dari titik ekstraksi pada turbin memanaskan *tray stack* dan saat aliran air melewatinya, air akan bercampur dengan uap dan akan teraduk, sehingga akan melepaskan gas yang terlarut. Uap akan menekan gas telah terpisah dari air sehingga akan keluar melalui bagian *vent*.

Untuk meminimalisir korosi, maka konsentrasi oksigen di dalam air harus dijaga dibawah 0,005 ppm atau kurang dari itu. Meskipun *deaerator* dapat menghilangkan sebagian besar gas yang terlarut dalam air, namun *deaerator* tidak dapat mengurangi konsentrasi oksigen dibawah 0,007 ppm. Untuk alasan ini, bahan kimia perlu ditambahkan untuk mengurangi oksigen yang terlarut (Lindsley, Grist and Parker, 2018).



Gambar 2.26 Deaerator.
(Sumber: Lindsley, Grist and Parker, 2018).

2.4.7 Pump

Pada *regenerative rankine cycle*, memerlukan minimal tiga jenis pompa yang meliputi *feed water pump*, *condensate pump* dan *condenser circulating pump* (Adams Jr., 2017).

Salah satu aspek penting dari penentuan *pump* adalah *brake horsepower (BHP)*. *BHP* sendiri adalah jumlah aktual dari daya yang disuplai ke *pump* untuk mendapatkan *flow* dan *head* tertentu. Daya yang disuplai ke *pump* adalah daya yang berasal dari *driver* (motor). *BHP* dari *pump* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan di bawah ini (Volk, 2014).

$$BHP = \frac{H \times V_m \times SG \times 9.797}{\eta_p} \text{ kW} \dots\dots\dots (2.17)$$

Keterangan:

$V_m = \text{Volumetric flow (m}^3/\text{s)}$.

$SG = \text{Specific gravity.}$

Adapun *specific speed* dari *pump* dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini (Black and Veatch, 1996).

$$N_s = \frac{N\sqrt{V_m}}{H^{3/4}} \dots \dots \dots (2.18)$$

2.5 Parameter Operasi Waste to Energy Power Plant

2.5.1 Combustion Process

Incineration power plant dirancang untuk mengolah sampah domestik yang tercampur dan tidak melalui proses pengolahan (pemisahan), serta memerlukan *LHV* bahan bakar sampah minimum 7 MJ/kg yang memungkinkan terjadinya *thermal chain reaction* dan *self-supporting combustion (autothermic combustion)* yang mana bahan bakar tambahan tidak diperlukan (Mutz *et al.*, 2017).

Adapun empat fase utama pada pembakaran di *incineration power plant* adalah sebagai berikut (Branchini, 2015).

- a. *Drying and degassing*: Ketika *volatile content* (seperti senyawa hidrokarbon dan air) pada sampah mengalami penguapan pada temperatur antara 100°C dan 300°C. Pada proses ini tidak memerlukan tanpa angen pengoksidasi dan hanya bergantung kepada energi panas yang disuplai.
- b. *Pyrolysis and gasification*: *Pyrolysis* adalah proses terjadinya dekomposisi lebih lanjut dari zat organik tanpa angen pengoksidasi

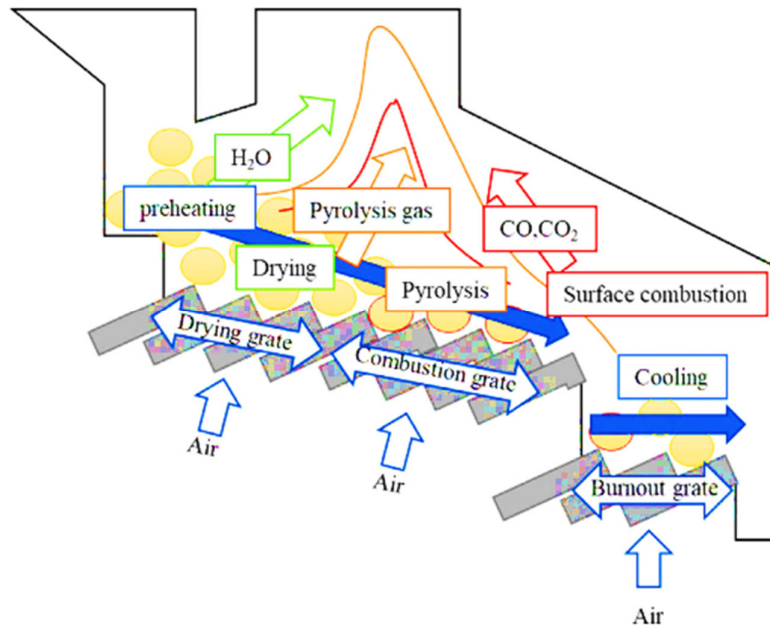
pada temperatur 250-700°C. Sedangkan *gasification* adalah rekasi yang terjadi antara residu karbon dengan uap air dan CO_2 pada temperatur 500-1000°C, sehingga zat organik padat berubah menjadi fase gas.

- c. *Oxidation*: Ketika *combustible gas* terbentuk pada tahapan sebelumnya, kemudian teroksidasi pada temperatur *flue gas* umumnya 800-1450°C.

Incinerator harus didesain agar dapat membakar sampah secara sempurna baik berupa *solid residue* dan *flue gas*. Temperatur yang cukup dengan *air ratio* yang sesuai diperlukan agar dapat terjadi pembakaran yang sempurna. *Air ratio* adalah perbandingan antara jumlah udara teoritis yang disuplai terhadap jumlah udara actual yang disuplai. Biasanya *air ratio* dari *primary air* yang disuplai ke *combustion chamber* adalah 1,2 hingga 1,4. Untuk menghindari pembakaran yang tidak sempurna dari *flue gas*, temperatur 850°C atau lebih dan waktu retensi selama dua detik atau lebih dengan keadaan *turbulence* diperlukan pada *secondary combustion zone* agar mencegah terbentuknya dioxin. Udara yang ditambahkan pada *secondary combustion zone* memiliki *air ratio* berkisar antara 1,7-1,9. Biasanya, desain dengan *air ratio* yang rendah digunakan untuk meningkatkan efisiensi (Liu *et al.*, 2020).

Selain itu, telah dilaporkan bahwa penggunaan *air ratio* yang sangat rendah ($< 1,2$) dapat mengurangi pembentukan NOX, CO, *unburnt fuel* serta meningkatkan efisiensi thermal pembangkit listrik tenaga sampah sebagaimana

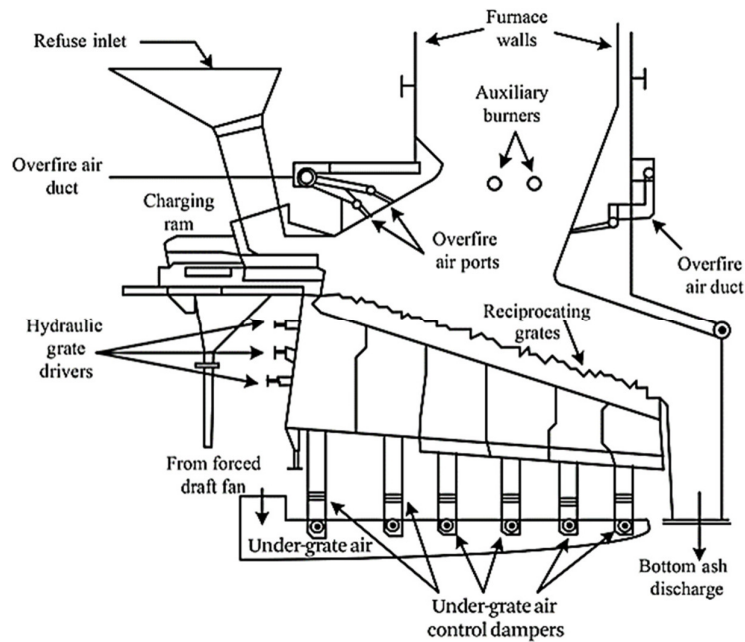
na yang telah diterapkan pada *Renergia waste to energy power plant Switzerland* (Strobel, Waldner and Gablinger, 2018).



Gambar 2.27 Fase pembakaran di dalam *incinerator*.
(Sumber: Ozawa and Asano, 2021).

Grate incinerator pengaplikaisannya luas untuk *incinerator* pada *WTE plant*, di Eropas sekitar 90% *WTE plant* menggunakan *grate incinerator*.

Grate boiler memiliki presentase heat loss yang diakibatkan oleh unburned fuel sekitar 4-6% (Teir, 2003).



Gambar 2.28 Konstruksi *incinerator*.
(Sumber: Branchini, 2015).

2.5.2 Steam and Water Circulation System

Steam and water circulation system adalah salah satu pertimbangan penting dalam implementasi *boiler* untuk mencegah kerusakan atau ledakan dan *tube bursting* yang disebabkan *thermal stress* karena proses pembakaran pada *boiler*.

Diantara prinsip merancang *steam and water circulation system* adalah mencegah tekanan dan temperatur berlebih. *Water circulation and steam system* adalah salah satu rangkaian yang paling rumit dan penting untuk dilengkapi dengan konfigurasi dan pemilihan material yang sesuai untuk memenuhi fungsi yang ditentukan karena bekerja pada campuran dua fasa air-uap.

Water circulation and steam system terdiri dari *steam drum*, *downcomer*, dan *water tube* yang disebut juga sebagai *waterwall*. Pada *water circulation system*, *water tube* mengalami proses *forced convection* dari air yang mengalir secara terus-menerus untuk menghindari terjadinya *DNB (Departure from Nucleate boiling)* (Ozawa and Asano, 2021).

Boiler dapat diklasifikasikan berdasarkan *circulation ratio (CR)* dan jenis sistem sirkulasinya. Adapun klasifikasi *boiler* berdasarkan *circulation ratio (CR)* dan jenis sistem sirkulasinya dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 2.7 Klasifikasi *boiler* berdasarkan sistem sirkulasi *circulation ratio* (Ozawa and Asano, 2021).

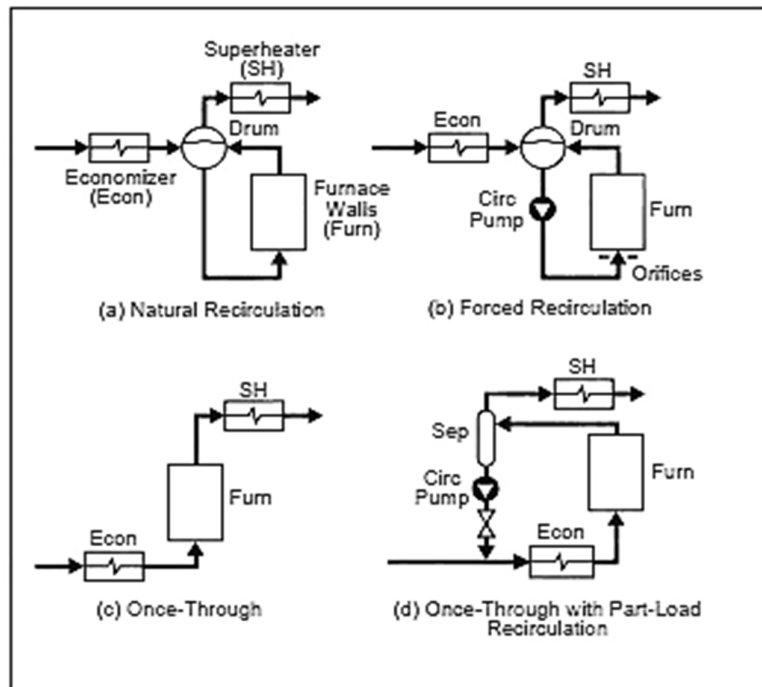
<i>Boiler Classification</i>	<i>Circulation Ratio (CR)</i>
<i>Once-Through Type</i>	1,0 <i>(High pressure, large capacity, flow stability)</i>
<i>Water Tube Type</i>	2-20 <i>(High pressure, large capacity)</i>
<i>Fired-Tube Type</i>	∞

Adapun persamaan yang digunakan untuk menghitung *circulation ratio* dapat dilihat di bawah ini (Ozawa and Asano, 2021).

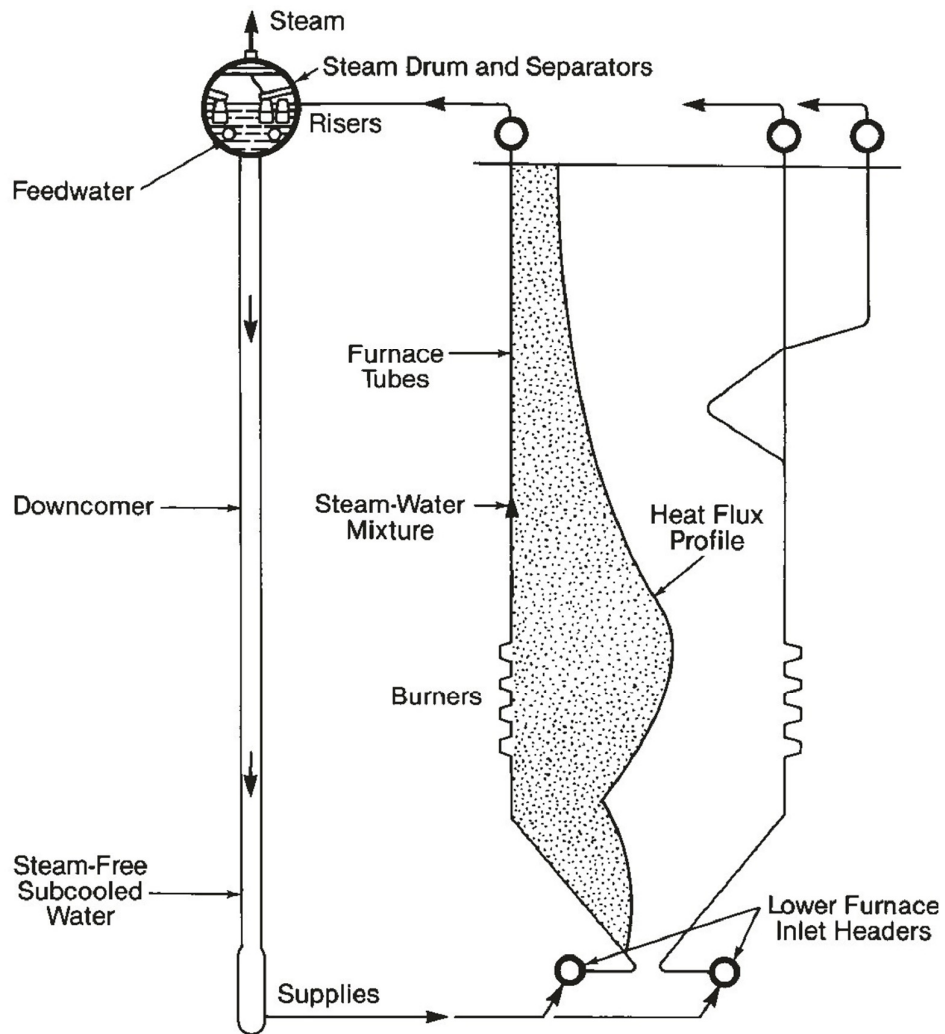
$$CR = \frac{\text{Flow through evaporator}}{\text{Evaporation}} \dots\dots\dots (2.20)$$

Fungsi dari *water circulation and steam system* adalah menghasilkan uap pada tekanan dan temperatur yang diinginkan. *Water circulation and steam system* juga memastikan terjadinya pendinginan yang efektif pada *tube wall* pada kondisi yang dihaapkan, memungkinkan unit beroperasi dengan

baik dan terjaga. *Water circulation and steam system* terdiri dari empat metode seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.29. Sementara sederhana dari *natural circulation* diperlihatkan pada gambar 2.30.



Gambar 2.29 *Water and steam system circulation system.*
(Sumber: Babcock & Wilcox Company, 2005).



Gambar 2.30 Natural circulation diagram.
(Sumber: Babcock & Wilcox Company, 2005).

Berikut ini adalah parameter dari *steam cycle* untuk *WTE power plant* yang dikembangkan oleh perusahaan Babcock and Wilcox Company (Babcock & Wilcox Company, 2005).

Tabel 2.8 *Babcock & Wilcox Steam Cycle Parameters*

<i>Boiler type</i>	<i>State</i>	<i>Pressure</i>	<i>Temperature</i>
<i>Conventional refuse boiler</i>	<i>Superheated steam</i>	600 <i>psig</i> (41.369 <i>bar</i>)	371 °C
<i>High pressure and</i>	<i>Superheated</i>	900 <i>psig</i>	443 °C

<i>temperature steam cycle</i>	<i>steam</i>	(62,053 bar)	
<i>High pressure and temperature steam cycle</i>	<i>Superheated steam</i>	1300 <i>psig</i> (89.632 bar)	449 °C

Berikut ini adalah parameter dari *steam cycle* untuk *steam power plant* yang umumnya digunakan (Teir, 2003).

Tabel 2.9 *Common Steam Cycle Parameters*

<i>Boiler Surface</i>	<i>Working Fluid temperature (°C)</i>	<i>Working Fluid Pressure (bar)</i>	<i>Flue Gas Temperature drop (°C)</i>
<i>Evaporator</i>	290 → 300	80-90	1400 → 1000
<i>Superheater</i>	300 → 600	80-90	1000 → 600
<i>Economizer</i>	105 → 290	80-90	600 → 300
<i>Air Preheater</i>	20 → 200	80-90	300 → 150

2.5.2 Pressure Drop

Drop tekanan pada unit-unit *heat exchanger* yang ada di dalam *boiler* dapat diperkirakan dengan menggunakan pendekatan sebagai berikut (Teir, 2003):

- a. *Economizer*: *pressure drop* berkisar antara 5-10% dari *feed water* yang masuk ke dalam *economizer*.
- b. *Evaporator*: pada *once through boiler pressure drop* tekanan pada *evaporator* berkisar antara 5-30%. Sedangkan pada *natural circulation boiler*, *pressure drop* tidak memengaruhi *mass flow* uap atau air yang melewati *boiler*. Hal ini berarti uap saturasi keluar dari *steam*

drum memiliki tekanan yang sama dengan *feed water* yang keluar dari *economizer*.

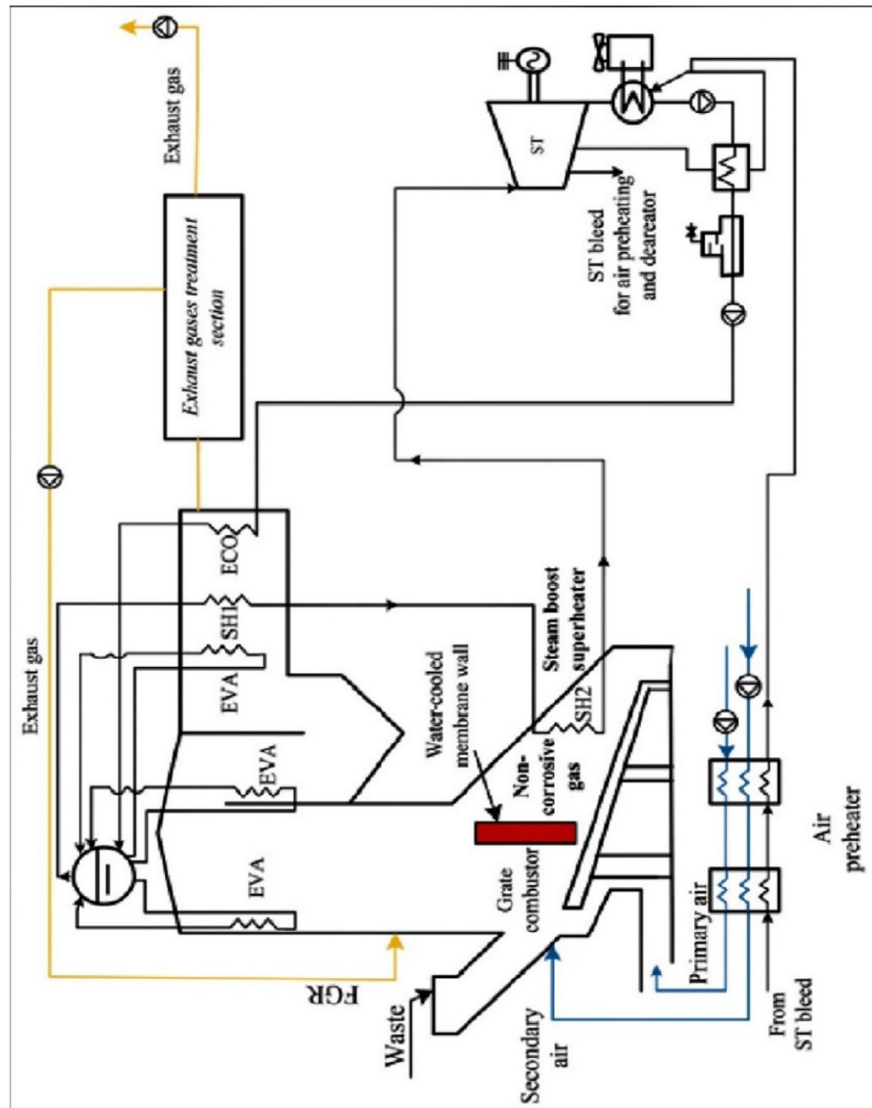
c. *Superheater: pressure drop* pada *superheater* kurang dari 10% dari tekanan uap yang keluar.

2.5.3 High-Efficient Waste to Energy Power Plant

Babcock & Wilcox dan *Karlseuhe Institute of Technology and Research Center* telah mengembangkan konsep yang berbeda untuk *WTE power plant* yang berfokus pada *flue gas* dan *fuel gas splitting* untuk meningkatkan efisiensi sistem. Ide dasar dari konsep yang diajukan (Gambar 2.31) adalah membagi *flue gas* yang berasal dari *incinerator (furnace)* menjadi dua bagian, untuk bagian pertama *flue gas (high corrosive part)* memiliki konsentrasi gas klorin yang tinggi dan untuk bagian yang kedua *flue gas (low corrosive part)* memiliki konsentrasi gas klorin yang rendah karena sifat krosif dari *flue gas* yang bervariasi secara signifikan sepanjang *incinerator*. *Low corrosive part* dapat diarahkan secara langsung ke *extra superheater* untuk meningkatkan temperatur uap, dengan demikian akan meningkatkan efisiensi sistem sebesar 3 %. Metode ini telah diterapkan pada *Reno-Nord WTE CHP plant* di Denmark (Branchini, 2015).

Reno-Nord WTE CHP plant di Denmark juga menggunakan *FGR fan* untuk mensirkulasikan *flue gas* Kembali ke *furnace*, *flue gas* yang disirkulasikan berkisar antara 10-20% dari volume total *flue gas* yang keluar dari *boiler*. Teknik Tersebut telah dilaporkan bahwa dapat mengurangi *heat losses*

pada *flue gas* dan meningkatkan efisiensi sistem sekitar 0,75-2% (Branchini, 2015).



Gambar 2.31 Skema sistem *Reno-Nord WTE* dengan konsep *steam boost*.
(Sumber: Branchini, 2015).

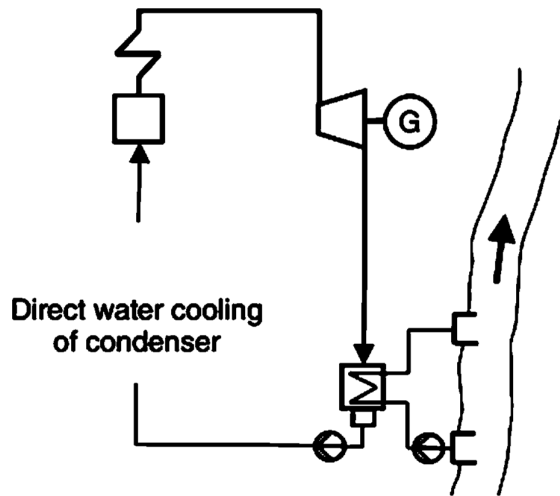
2.5.4 Steam Cycle Cooling System

Ada sejumlah teknologi pendingin yang digunakan di pembangkit listrik, industri dan untuk sistem pengondisian udara pada bangunan. Tujuan adanya sistem pendingin adalah menyerap kalor dari proses kondensasi uap

yang keluar dari turbin uap di pembangkit listrik. Ada empat prinsip dasar sistem pendinginan yang digunakan di pembangkit listrik seperti pada Gambar 2.31-2.35. Dalam menentukan jenis sistem pendingin yang sesuai bergantung kepada *heat sink*. Karakteristik utama yang menentukan *heat sink* adalah temperatur, seberapa besar kalor yang dapat diserap, pertimbangan lingkungan dan tekanan optimal *condenser*. Tekanan kondensasi yang rendah akan meningkatkan daya yang dihasilkan oleh turbin. Namun, tekanan kondensasi yang rendah menyebabkan ukuran turbin meningkat dan biaya jual meningkat. Adapun keempat jenis *steam cycle cooling system* sebagai berikut (Nord and Bolland, 2020).

a. *Direct water cooling of the condenser*

Sistem pendingin seperti ini adalah pilihan utama untuk sistem pendingin di pembangkit listrik. Sistem pendinginan ini memungkinkan tekanan condenser serendah mungkin. Lokasi pembangkit listrik harus berada di dekat laut, sungai atau kolam pendingin. Air pendingin yang berasal dari laut biasanya diambil pada kedalaman 50-80 m. Ketika menggunakan air pendingin yang berasal dari sungai sangat sering memiliki keterbatasan seberapa besar kalor yang dapat diserap. Kenaikan temperatur maksimum biasanya 10 K. Perbedaan temperatur minimum paling sering di *condenser* berkisar antara 3-5 K. Sistem pendinginan ini adalah yang paling ekonomis. Berikut ini adalah gambar dari *direct water cooling of condenser*.

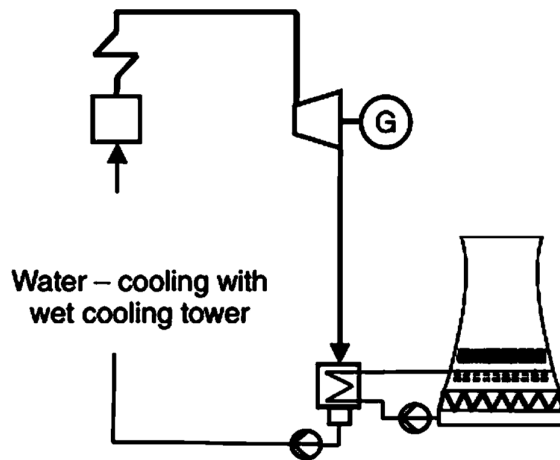


Gambar 2.32 *Direct water cooling of condenser*.
(Sumber: Nord and Bolland, 2020).

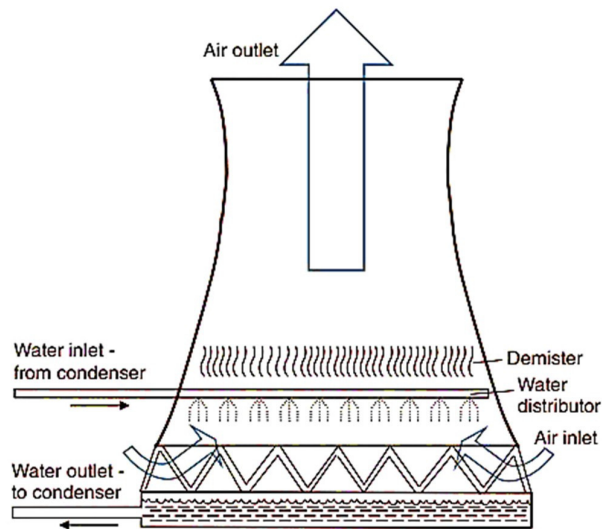
b. *Water cooling with wet cooling tower*

Pada kasus di mana tidak terdapat air pendingin dalam jumlah yang besar, maka biasanya menggunakan *wet cooling tower*. Pengurangan temperatur terjadi dengan cara *evaporative cooling* pada tetesan air pendingin pada aliran udara tidak jenuh. Tetesan air tersebut menjadi dingin karena permukaan tetesan air mengalami penguapan pada udara dengan temperatur bola basah. Selama kelembaban udara kurang dari 100%, air menjadi dingin di bawah temperatur bola kering udara. Batasan bawah pendinginan air adalah temperatur bola basah dari udara. Aliran udara yang masuk ke *cooling tower* dari arah bawah menuju ke atas. Aliran udara dapat juga menggunakan *natural draught* dan *induced draught*. Rugi-rugi penguapan pada sistem ini sekitar 1% dari *mass flow* yang bersirkulasi untuk setiap 5°C pendinginan. Sejumlah kecil air juga mengalami rugi-rugi sekitar 0,5% dari

mass flow yang bersirkulasi dan rugi-rugi ini disebabkan oleh jenis *demister* yang digunakan. Selain itu, sistem pendinginan ini memiliki *blowdown* dan penambahan *make-up water* secara berkala. Adapun gambar *water cooling with wet cooling tower* diperlihatkan pada gambar di bawah ini.



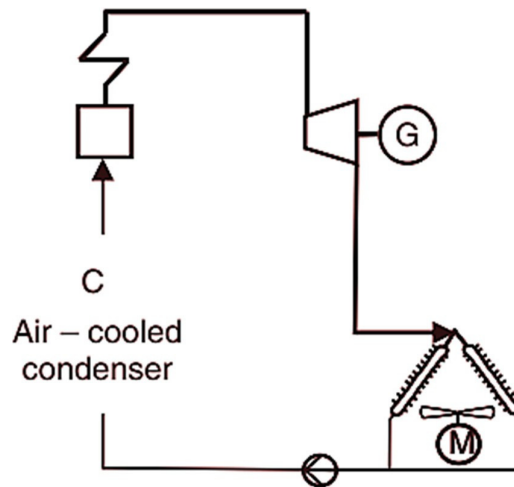
Gambar 2.33 *Water cooling with wet cooling tower*.
(Sumber: Nord and Bolland, 2020).



Gambar 2.34 *Wet cooling tower*.
(Sumber: Nord and Bolland, 2020).

c. *Air-cooled condenser*

Jika air pendingin tidak tersedia atau memerlukan biaya yang mahal, maka digunakanlah pendingin udara. *Air cooler* biasanya berbentuk *plate fin heat exchanger*. Pada sisi udara koefisien perpindahan panasnya lebih rendah daripada bagian kondensasi uap. Sistem pendingin ini memerlukan area perpindahan panas yang besar dengan *forced circulation*, dan sejumlah *fan* digunakan sehingga memberikan peningkatan pemakaian daya di pembangkit listrik meningkat secara signifikan. Adapun gambar *air cooled condenser* diperlihatkan pada gambar di bawah ini.

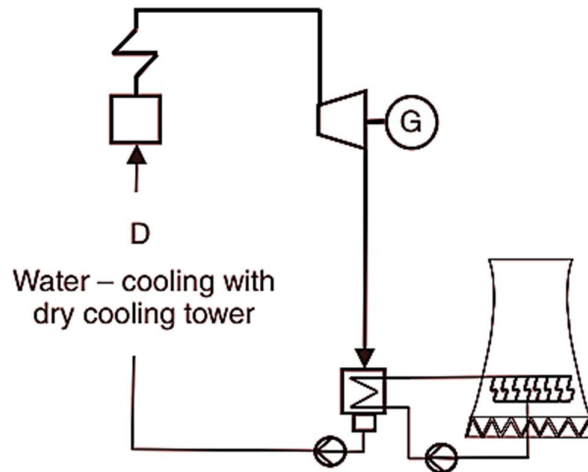


Gambar 2.35 *Air cooled condenser*.
(Sumber: Nord and Bolland, 2020).

d. *Water-cooling with dry cooling tower*

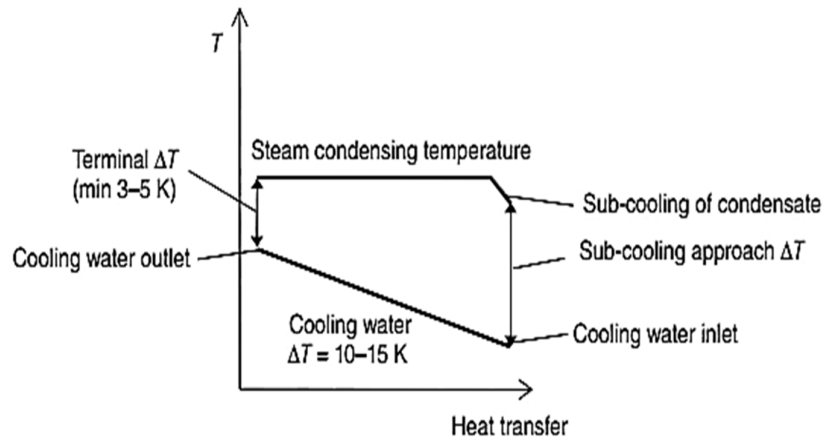
Pendingin udara dapat diaplikasikan pada *dry cooling tower*. Sistem ini digunakan ketika tidak terdapat air dan tarif listrik mahal. Air pendingin bersirkulasi pada siklus tertutup diantara *steam condenser* dan *cooling tower*. Aliran udara pendingin dapat menggunakan

natural circulation atau *forced circulation*. Adapun gambar *dry cooling tower* dapat dilihat pada gambar di bawah ini.

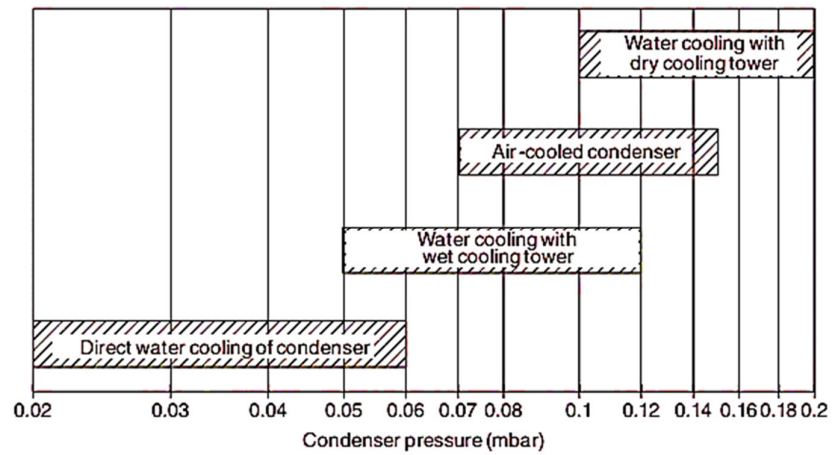


Gambar 2.36 *Dry cooling tower*.
(Sumber: Nord and Bolland, 2020).

Berikut ini panduan singkat untuk menentukan tekanan kondensasi. Sebuah diagram TQ ditunjukkan pada Gambar 2.36. Temperatur air pendingin meningkat biasanya berkisar antara 10-15 K. Perbedaan temperatur minimum yang biasanya digunakan adalah 3-5 K. Berdasarkan perbedaan temperatur air pendingin yang masuk, maka tekanan kondensasi dapat ditentukan. Pada Gambar 2.37, interval umum untuk tekanan pada condenser diberikan berdasarkan metode pendinginan yang digunakan (Nord and Bolland, 2020).

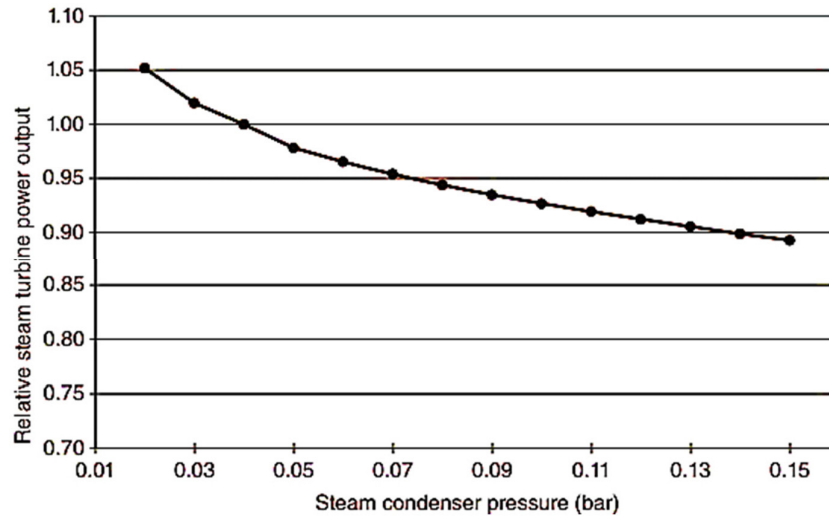


Gambar 2.37 Diagram TQ *condenser*.
(Sumber: Nord and Bolland, 2020).



Gambar 2.38 Interval tekanan *condenser*.
(Sumber: Nord and Bolland, 2020).

Adapun hubungan antara tekanan *condenser* dengan daya yang dihasilkan oleh turbin uap dapat dilihat pada gambar di bawah ini (Nord and Bolland, 2020).



Gambar 2.39 Grafik hubungan tekanan condenser dan daya turbin.
(Sumber: Nord and Bolland, 2020)

2.5.5 Waste to Energy Power Plant Efficiency

Efisiensi thermal optimum dari *WTE power plant* yang menggunakan *cogeneration technology* dapat mencapai 80%, sedangkan jika hanya digunakan untuk membangkitkan energi listrik maka efisiensi maksimumnya hanya 20% (Mutz *et al.*, 2017). Selain itu, efisiensi PLTSa juga dapat berkisar antara 18%, 25% dan pada beberapa kasus lebih dari 30% (Branchini, 2015).

Boiler pada *WTE power plant* biasanya memiliki efisiensi thermal sekitar 83%, lebih rendah jika dibandingkan dengan *boiler* pada *coal fired power plant* memiliki efisiensi thermal sekitar 93% (Schu and Leithner, 2008).

Sementara steam turbine yang digunakan untuk *WTE power plant* biasanya memiliki efisiensi yang berkisar antara 88-90% (Branchini, 2015).

2.5.6 Supplementary Firing

Supplementary firing pada *WTE power plant* yang akan dirancang menggunakan *Biodiesel 100%* (B100). Adapun spesifikasi dari B100 yang digunakan dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 2.10 *Biodiesel Properties* (Alleman et al., 2016).

<i>Fuel Properties</i>	<i>B100</i>
<i>Fuel standard</i>	<i>ASTM D6751</i>
<i>Higher heating value (kJ/kg)</i>	41.644,998
<i>Lower heating value (kJ/kg)</i>	39.002,436
<i>Kinematic viscosity, at 40°C</i>	4,0-6,0
<i>Specific gravity, at 15.5°C</i>	0,88
<i>Density (kg/m³), at 15.5°C</i>	874,733
<i>Carbon (%)</i>	77
<i>Hydrogen (%)</i>	12
<i>Oxygen (%)</i>	11
<i>Sulfur (%)</i>	0,0 – 0,0015
<i>Boiling point (°C)</i>	315 - 350
<i>Flash point (°C)</i>	100 - 170
<i>Cloud point (°C)</i>	-3 - 15
<i>Pour point (°C)</i>	-5 - 10
<i>Cetane number</i>	47 - 65

2.6 Sizing Waste to Energy Power Plant

Thermal input pada *incineration power plant* harus dirancang pada kondisi maksimum dari *thermal input* yang diharapkan. Dalam proses perancangan *WTE boiler* harus mempertimbangkan jumlah sampah yang harus dibakar dan rentang *LHV* dari sampah yang diharapkan di lokasi pembangunan pembangkit listrik tersebut. *WTE boiler* biasanya dirancang untuk jumlah sampah masuk maksimum pada *LHV* maksimum. Sebagai contoh *WTE power plant* memiliki kapasitas 1.000 *toks/day* tidaklah sama untuk setiap lokasi. Misalnya *WTE power plant* di daerah industri dirancang agar dapat membakar sampah dengan *LHV* 12.793 *kJ/kg* (134 *MW thermal input*). Sedangkan di daerah non industri dirancang agar

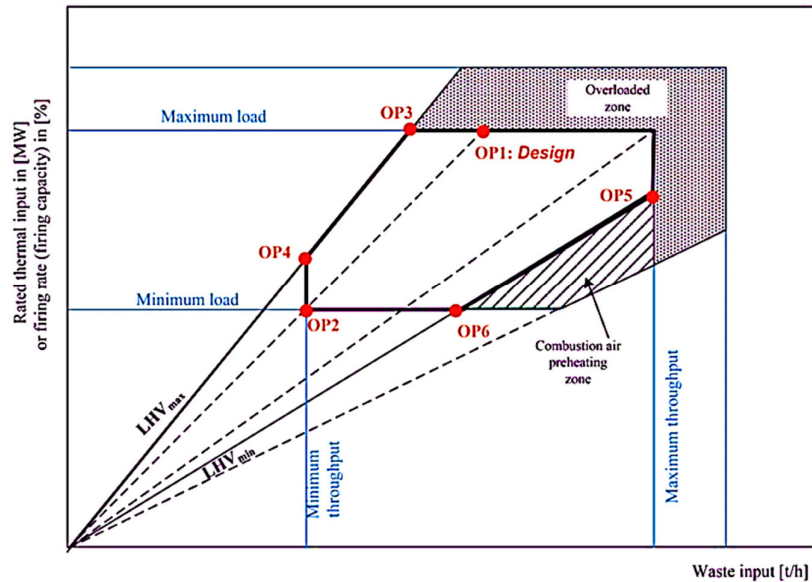
dapat membakar sampah dengan LHV 8141 kJ/kg (85,6 MW thermal input). Kedua *WTE power plant* tersebut memiliki kapasitas yang sama, tetapi *WTE power plant* yang dapat membakar sampah dengan LHV 12.793 kJ/kg memiliki *thermal input* yang lebih besar sekitar 50% (Babcock & Wilcox Company, 2005).

Saat merancang boiler untuk *incineration power plant*, terlebih dahulu harus mengetahui jumlah sampah yang akan dibakar dan rentang *heating value* dari sampah di lokasi tersebut. Biasanya boiler didesain pada kapasitas maksimum dari sampah harian dan *heating value* maksimum dari sampah.

Gambar 2.39 menunjukkan diagram kapasitas dari *incinerator* di mana zona operasi yang disorot adalah sebagai fungsi dari *mass flow rate* untuk *heating value* yang berbeda. Variabel *mass flow rate* sampah dan LHV berada pada sumbu vertikal dari diagram. Dari Gambar 2.39 zona operasi *WTE power plant* didefinisikan sebagai berikut (Branchini, 2015).

- *OP1*: Laju pembakaran maksimum (kapasitas 100%) pada *design point* dari input sampah (menggunakan desain LHV).
- *OP2*: Sampah dengan *design LHV* pada beban minimum boiler (misalnya pada kapasitas 60%, dengan jumlah *mass flow rate* sampah minimum).
- *OP3*: Boiler pada beban maksimum dengan LHV tertinggi (jumlah *mass flow rate* sampah berkurang).
- *OP4*: Boiler pada beban minimum dengan LHV maximum.
- *OP5*: Beban boiler berkurang dengan LHV minimum (dengan *mass flow rate* sampah maksimum).

- *OP6*: Boiler pada beban minimum dengan *LHV* minimum (dengan *mass flow rate* sampah menengah).



Gambar 2.40 Diagram kapasitas *furnace* dari *WTE power plant* menunjukkan titik operasi *design* dan *off-design*. (Sumber: Branchini, 2015).

Karena sifat dari *MSW* sangat heterogen, kondisi operasi dari *WTE plant* harus diatur secara terus-menerus, sedapat mungkin di sekitar *design point* (*OP1* pada Gambar 2.39) untuk mempertahankan kondisi normal pembangkit.

Pada daerah operasi normal, dua zona yang berbeda dapat terdeteksi: zona yang disebabkan oleh *LHV* rendah, *preheating air*, dan zona *overload* pada *WTE plant* yang dibolehkan dengan jumlah waktu yang terbatas.

2.7 Vapor Power Cycle

2.7.1 Basic Rankine Cycle

Sekitar 70-75% listrik di dunia dihasilkan dalam siklus Rankine. Suatu sumber panas eksternal digunakan untuk menguapkan air bertekanan dan uap bertekanan tinggi mengalami proses ekspansi di turbin uap. Berikut ini persamaan yang berkaitan dengan siklus Rankine (Struchtrup, 2014).

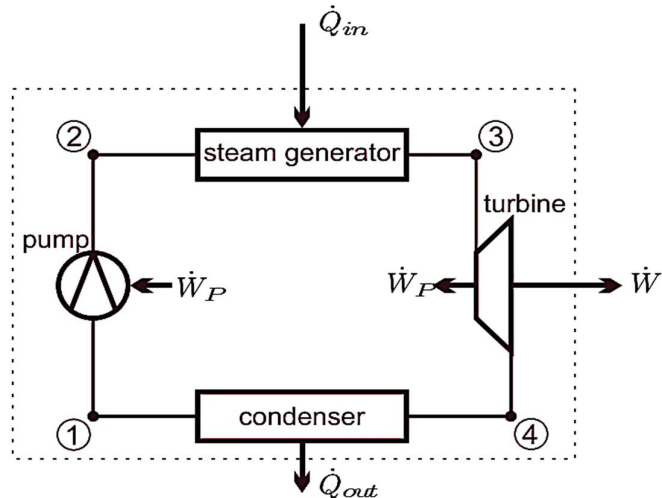
Kerja dan kalor dari siklus Rankine

$$1 - 2 \text{ adiabatic pump: } w_{12} = h_1 - h_2, \dot{Q}_{12} = 0$$

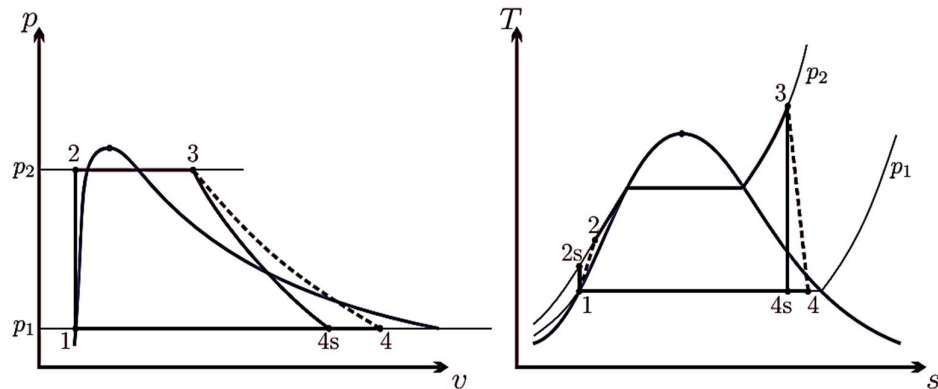
$$2 - 3 \text{ isobaric heating: } w_{23} = 0, \dot{Q}_{23} = h_3 - h_2$$

$$3 - 4 \text{ adiabatic turbine: } w_{34} = h_3 - h_4, \dot{Q}_{34} = h_3 - h_4$$

$$4 - 1 \text{ isobaric cooling: } w_{41} = 0, \dot{Q}_{41} = h_1 - h_4$$



Gambar 2.41 Skema sistem dengan siklus Rankine sederhana.
(Sumber: Struchtrup, 2014).



Gambar 2.42 Diagram p-V dan T-S siklus Rankine
(Sumber: Struchtrup, 2014).

Kerja bersih siklus

$$w_{cyc} = w_{12} + w_{23} + w_{34} + w_{41} = h_1 - h_2 + h_3 - h_4 \dots\dots (2.21)$$

Kalor yang masuk

$$Q_{in} = Q_{23} = h_3 - h_2 \dots\dots\dots (2.22)$$

Efisiensi thermal siklus Rankine

$$\eta_R = \frac{w_{cyc}}{Q_{in}} = \frac{h_1 - h_2 + h_3 - h_4}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \dots\dots\dots (2.23)$$

Total daya yang dihasilkan, kalor yang digunakan dan kalor yang dilepaskan oleh siklus

$$\dot{W} = m\dot{w}_{cyc} , \quad \dot{Q}_{in} = m\dot{q}_{23} , \quad \dot{Q}_{out} = m\dot{q}_{41} \dots\dots\dots (2.24)$$

Efisiensi turbin (de Souza, 2012).

$$\eta_T = \frac{w_{T,a}}{w_{T,s}} = \frac{w_{T,a}}{h_3 - h_4} \dots\dots\dots (2.25)$$

Daya turbin (de Souza, 2012).

$$\dot{W}_T = \dot{m}_s \eta_T (h_3 - h_4) \text{ kW} \dots\dots\dots (2.26)$$

Laju aliran uap

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{W}_T}{\eta_T (h_3 - h_4)} \text{ kW} \dots\dots\dots (2.27)$$

Heat rate dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini (Black and Veatch, 1996).

$$NPHR = \frac{Q}{NPO} = \frac{NTO \times NTHR}{\eta_B(NTO - AP)} = \frac{NTHR}{\eta_B \left[1 - \frac{AP}{NTO}\right]} \dots\dots\dots (2.28)$$

$$NTHR = \frac{Q_T}{NTO} \dots\dots\dots (2.29)$$

$$NPO = NTO - AP \dots\dots\dots (2.30)$$

$$Q_T = NTO \times NTHR \dots\dots\dots (2.31)$$

$$Q_B = \frac{Q_T}{\eta_B} \dots\dots\dots (2.32)$$

$$GPHR = \frac{Q_B}{NTHR} = \frac{NTHR}{\eta_B} \dots\dots\dots (2.33)$$

$$\eta_R = \frac{(3.598 \text{ kJ})100}{NPHR} \% \dots\dots\dots (2.34)$$

Keterangan:

NPHR = net plant heat rate (kJ/kWh)

NTHR = net turbine heat rate (kJ/kWh)

NPO = net plant output (kW)

NTO = net turbine output, $\dot{W}_{gen} - \dot{W}_{FWH Pump}$ (kW)

AP = auxiliary power (kW)

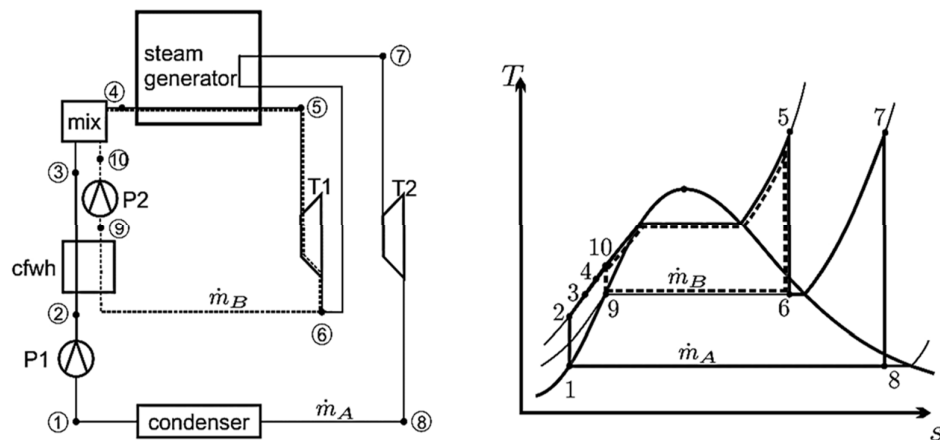
GPHR = gross plant heat rate (kJ/kWh)

2.7.2 Regenerative Rankine Cycle

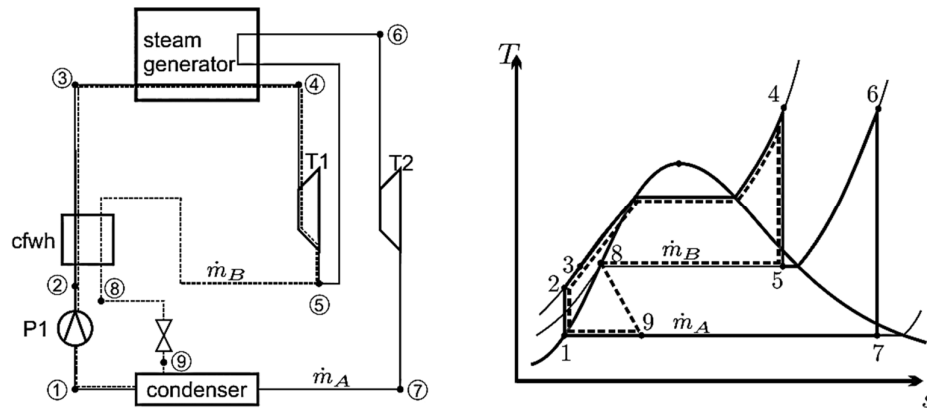
Dengan menggunakan *closed feedwater heater* pertukaran kalor aliran dapat terjadi tekanan yang berbeda, yang mana memberikan fleksibilitas untuk proses desain. *Bled-off steam* harus masuk kembali ke *main flow* setelah melalui *feedwater heater*, ini dapat dilakukan dengan menggunakan pompa

untuk mengalirkannya menuju ke boiler (seperti pada Gambar) atau menggunakan *throttling* untuk menurunkan tekanannya, selanjutnya dialirkan ke *condenser* (seperti pada Gambar). Namun, solusi tersebut kurang efisien karena tingkat irreversibilitasnya yang tinggi.

Uap bertekanan tinggi hasil ekstraksi dari turbin (pada keadaan 6) akan melewati *closed feedwater heater* (*cfwh*), yang mana akan mengalami perpindahan kalor dengan air bertekanan tinggi yang keluar dari *condenser* (keadaan 9). Selanjutnya, kondensat akan dialirkan oleh pompa nomor 2 menuju ke *mixer* (P2, kondisi 10), dan bercampur dengan kondensat yang berasal dari *condenser* sebelum masuk ke boiler (keadaan 4) (Struchtrup, 2014).



Gambar 2.43 Sistem dengan *forward closed feed water heater*.
(Sumber: Struchtrup, 2014).



Gambar 2.44 Sistem dengan backward closed feed water heater.
(Sumber: Struchtrup, 2014).

Energy balance dari feedwater heater

$$\dot{m}_A(h_3 - h_2) = \dot{m}_B(h_6 - h_9) \dots \dots \dots (2.35)$$

Mass flow ratio

$$y = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A + \dot{m}_B} = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_9 + h_3 - h_2} \dots \dots \dots (2.36)$$

Energy balance dari mixing chamber pada keadaan adiabatik

$$\dot{m}_A h_3 + \dot{m}_B h_{10} = (\dot{m}_A + \dot{m}_B) h_4 \dots \dots \dots (2.37)$$

Kalor input, daya turbin dan daya pompa

$$\dot{Q}_{in} = (\dot{m}_A + \dot{m}_B)(h_5 - h_4) + \dot{m}_A(h_7 - h_6) \dots \dots \dots (2.38)$$

$$\dot{W}_T = (\dot{m}_A + \dot{m}_B)(h_5 - h_4) + \dot{m}_A(h_7 - h_6) \dots \dots \dots (2.39)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_A(h_1 - h_2) + \dot{m}_A(h_9 - h_{10}) \dots \dots \dots (2.40)$$

Efisiensi thermal

$$\eta = \frac{(1-y)(h_1 - h_2 + h_7 - h_6) + y(h_9 - h_{10}) + (h_5 - h_6)}{h_5 - h_6 + (1-y)(h_7 - h_6)} \dots \dots \dots (2.41)$$

Efisiensi boiler dapat dihitung dengan menggunakan persamaan *direct method*.

$$\eta = 1 - \frac{Q_{Losses}}{Q_{Fuel}} \dots\dots\dots (2.42)$$

Fuel consumption dari boiler dapat dihitung dengan menggunakan persamaan di bawah ini (Hoval Company, 2013).

$$m_{fuel} = \left(\frac{m_s(h_4-h_1)}{LHV \times \eta_b} \right) \dots\dots\dots (2.43)$$

2.8 Heat Exchanger

Elemen utama dari sebuah boiler adalah *heat transfer surface*, yang di mana mentransfer kalor dari *flue gas* ke sirkulasi air. *Heat transfer surface* pada boiler modern adalah *furnace, evaporator, superheater, economizer* dan *air preheater*. Tujuan utama dari perancangan boiler adalah mengoptimalkan efisiensi termal dan aspek ekonomi dengan mengatur pembakaran bahan bakar (Teir, 2003).

Heat load dapat dihitung dengan persamaan berikut ini (Nitsche and Gbadamosi, 2015).

$$Q_{req} = m\Delta h \text{ (kW)} \dots\dots\dots (2.44)$$

(Nitsche and Gbadamosi, 2015)

$$Q_{req} = U \times A \times CMTD \text{ (kW)} \dots\dots\dots (2.45)$$

Heat release rate dapat dihitung dengan persamaan berikut ini (Babcock & Wilcox Company, 2005).

$$\text{Heat release rate} = \frac{h m_{fg}}{AF} \dots\dots\dots (2.46)$$

Keterangan

h = entalpi *flue gas* (kJ/kg)

m_{fg} = Mass flow rate *flue gas* (kg/s)

$A = \text{Heat transfer surface (m}^2\text{)}$

$F = \text{Faktor efisiensi temperatur, 0.75}$

Temperatur yang masuk dan keluar dari *heat exchanger* dapat dihitung dengan persamaan berikut ini (Heat Exchange Institute Inc., 2013).

$$T_{in} = - \frac{Q_{reg}}{V_m \rho C_p} (\text{°C}) \dots \dots \dots (2.47)$$

$$T_{out} = + \frac{Q_{reg}}{V_m \rho C_p} (\text{°C}) \dots \dots \dots (2.48)$$

$$T_{out} = T_{in} - \frac{Q_{reg}}{V_m \rho C_p}$$

Heat transfer area dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini (Nitsche and Gbadamosi, 2015).

$$A = \frac{Q_{reg}}{CMTD \times U} (\text{m}^2) \dots \dots \dots (2.49)$$

$$A = k \times D_o \times \pi \times L (\text{m}^2) \dots \dots \dots (2.50)$$

$$CMTD = LMTD \times F \dots \dots \dots (2.51)$$

Keterangan

$k = \text{jumlah tube}$

$D_o = \text{diameter luar tube (m)}$

$L = \text{Panjang tube (m)}$

$F = \text{Faktor efisiensi temperatur, 0.75}$

Log Mean Temperature Difference

Berikut ini adalah *LMTD* untuk setiap konfigurasi aliran *heat exchanger* pada *boiler* (Babcock & Wilcox Company, 2005).

Colder Fluid Boiling

$$LMTD = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - T_s}{T_2 - T_s}\right)} \dots \dots \dots (2.52)$$

Hotter fluid and cold fluid parallel flow

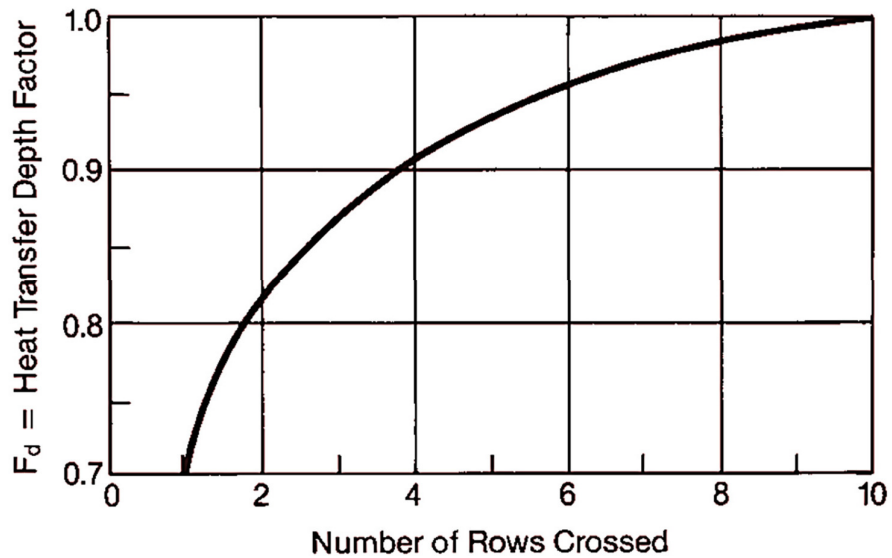
$$LMTD = \frac{(T_1 - T'_1) - (T_2 - T'_2)}{\ln\left(\frac{T_1 - T'_1}{T_2 - T'_2}\right)} \dots\dots\dots (2.53)$$

Hotter fluid and colder fluid counterflow

$$LMTD = \frac{(T_1 - T'_2) - (T_2 - T'_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - T'_2}{T_2 - T'_1}\right)} \dots\dots\dots (2.54)$$

Hotter fluid and colder fluid crossflow

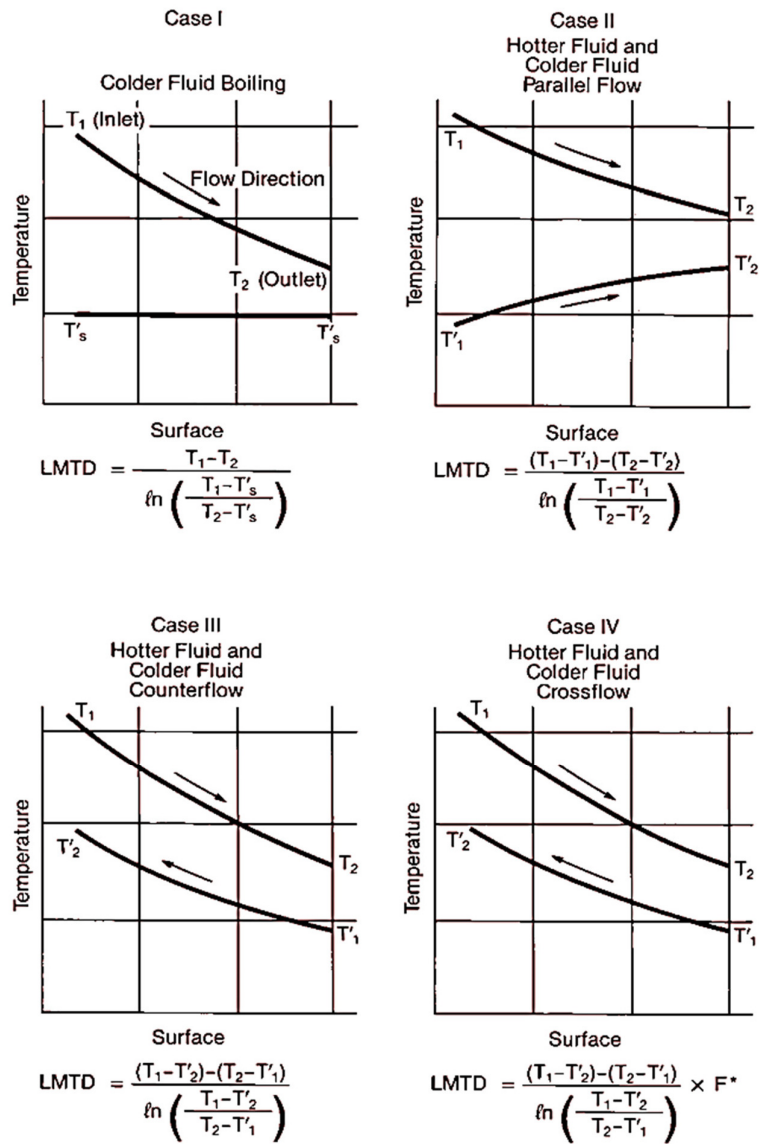
$$LMTD = \frac{(T_1 - T'_2) - (T_2 - T'_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - T'_2}{T_2 - T'_1}\right)} \times F_d \dots\dots\dots (2.55)$$



Gambar 2.44 Heat transfer depth factor
(Sumber: Babcock & Wilcox Company, 2005)

Gas film temperature

$$T_{fl} = T_s + \left(\frac{LMTD}{2}\right) \dots\dots\dots (2.56)$$



Gambar 2.45 Log mean temperature difference
(Sumber: Babcock & Wilcox Company, 2005)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \text{ (}^\circ\text{C)} \dots \dots \dots (2.57)$$

Keterangan:

T₁ = temperatur fluida panas yang masuk ke *heat exchanger*

T₂ = temperatur fluida panas yang keluar dari *heat exchanger*

t₁ = temperatur fluida dingin yang masuk ke *heat exchanger*

t_2 = temperatur fluida dingin yang keluar dari *heat exchanger*

Overall heat transfer coefficient (Bergman and Lavine, 2017).

$$U = \frac{1}{(1/\alpha_i) + (1/\alpha_o)} \text{ (W/m}^2\text{K)} \dots\dots\dots(2.58)$$

$$U = U_1 F_W F_M F_C \text{ (W/m}^2\text{K)} \dots\dots\dots (2.59)$$

Keterangan:

α_i = *inner heat transfer coefficient* (W/m²K)

α_o = *outer heat transfer coefficient* (W/m²K)

U_1 = *uncorrected heat transfer coefficient* (W/m²K)

F_W = *correction factor for water*

F_M = *correction factor for material*

F_C = *correction factor for cleanliness*

Efektivitas *heat exchanger* dapat dihitung dengan menggunakan *NTU*

Method dengan persamaan sebagai berikut (Jack P. Holman, 2010).

Parallel-flow heat exchanger

$$S_h = \frac{m \cdot C_p(T_1 - T_2)}{m_i C_p(T_1 - t_1)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \dots\dots\dots(2.60)$$

$$S_c = \frac{m \cdot C_p(t_2 - t_1)}{m_i C_p(T_1 - t_1)} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \dots\dots\dots(2.61)$$

Counter-flow heat exchanger

$$S_h = \frac{m \cdot C_p(T_1 - T_2)}{m_i C_p(T_1 - t_2)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_2} \dots\dots\dots(2.62)$$

$$S_c = \frac{m \cdot C_p(t_1 - t_2)}{m_i C_p(T_1 - t_2)} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_2} \dots\dots\dots(2.63)$$

Tabel 2.11 *Heat transfer coefficient, a*

<i>Natural convection</i>	(W/m ² K)
<i>Gases at atmospheric pressure</i>	4-6

<i>Oil (viscosity=100 mm²/s)</i>	10-20
<i>Water</i>	250-500
<i>Hydrocarbons, low viscosity</i>	170-300
Condensation	
<i>Steam</i>	5000-10000
<i>Organic solvent</i>	1000-3000
<i>Light oils</i>	1000-1500
<i>Heavy oils (vacuum)</i>	100-300
Vaporization	
<i>Water</i>	4000-10000
<i>Organic solvents</i>	1000-2500
<i>Light oils</i>	700-1400
Flowing media	
<i>Atmospheric gases</i>	40-200
<i>Gases under pressure</i>	150-300
<i>Organic solvent</i>	300-1000
<i>Water</i>	2500-4000

Tabel 2.12 Overall heat transfer coefficient, *U*

Condensation		(W/m ² K)
<i>Water</i>		1000-2000
Evaporation		
<i>Steam/water</i>		2000-4000
Flowing media		
<i>Steam</i>		1500-4000
<i>Gases</i>		30-250
<i>Water</i>		1000-2000

2.9 Software STEAG EBSILON Professional V13

STEAG GmbH adalah perusahaan internasional yang aktif dalam bidang pembangkit listrik lebih dari 75 tahun. STEAG GmbH telah mengem-

bangkan *software EBSILON Professional* secara sistematis lebih dari 20 tahun.

Software Ebsilon professional adalah sebuah sistem simulasi untuk proses siklus termodinamika yang digunakan untuk merancang, merencanakan dan optimalisasi pembangkit listrik. Memaksimalkan manfaat dari langkah-langkah dari *repowering* dan *retrofitting* dengan mensimulasikannya ke dalam ke *EBSILON Professional*.

EBSILON Professional dapat digunakan dalam studi kelayakan hingga desain rinci dari pembangkit listrik karena fleksibilitas sistem yang tinggi dan pendekatan yang universal untuk pemodelan seluruh siklus termodinamika. Mulai dari *nuclear power plant*, *solar power plant*, *desalination plant* dan *fuel cell* hingga proses yang spesifik, tidak ada batasan dalam pemilihan model (STEAG, 2018).

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian

Tempat penelitian berlokasi di TPA Tamangapa Antang dan Dinas Lingkungan Hidup Kota Makassar. Penelitian ini dilaksanakan mulai tanggal 15 Maret 2022 sampai dengan 20 September 2022.

3.2 Alat Penelitian

Adapun alat penelitian yang digunakan dalam penelitian ini berupa:

- a) Laptop
- b) *Software Steag Epsilon Professional v13.0.2*
- c) *Software e!Sankey v5.1*
- d) *Software Google Earth Pro*
- e) Alat tulis-menulis

3.3 Teknik Pengumpulan Data

Adapun teknik pengumpulan data yang dilakukan dalam penelitian ini dibagi menjadi beberapa tahapan, yaitu:

- 1) Studi Literatur

Studi literatur ini berupa pencarian informasi pada buku, jurnal dan standar internasional mengenai data-data dan prosedur perancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah.

2) Observasi

Pengamatan secara langsung ke lapangan dilakukan untuk memperoleh data-data yang diperlukan.

3) Wawancara

Wawancara dilakukan kepada pekerja/pegawai instansi untuk memperoleh data-data yang diperlukan, seperti data sampah yang masuk TPA Tamangapa Antang sejak tahun 2008-2022.

3.4 Teknik Analisis Data

Teknik analisis data dilakukan dengan menggunakan metode *thermodynamic modelling* dan *numerical simulation* menggunakan software *STEAG Epsilon Professional v13.0.2*.

Langkah awal dari analisis adalah menghitung potensi daya yang dapat dibangkitkan dari data sampah yang telah diperoleh untuk tahun 2008-2022. Selanjutnya, menentukan kapasitas *WTE power plant* dan konfigurasi unit dari *WTE power plant*. Kemudian, menentukan lokasi yang sesuai dan luas lahan yang diperlukan untuk *WTE power plant* di Kota Makassar dengan membandingkan lahan dan lokasi dari *EEW Waste to Energy Power Plant Stapelfeld Germany* menggunakan software *Google Earth Pro*.

Setelah mendapatkan lokasi dan luas lahan yang diperlukan, maka peneliti melakukan proses *sizing steam turbine* untuk menentukan spesifikasi dari rancangan *steam turbine* yang akan digunakan. Adapun spesifikasi dari rancangan *steam turbine* yang diperlukan adalah tekanan, temperatur, *minimum steam mass flow rate*, *maximum steam mass flow rate*, *minimum me-*

chanical power, maximum mechanical power, isentropic efficiency, mechanical efficiency, steam turbine speed dan transmission speed.

Setelah mendapatkan spesifikasi dari rancangan *steam turbine* yang sesuai, maka peneliti melakukan proses *sizing feedwater heater* untuk menentukan spesifikasi dari rancangan *feedwater heater* yang akan digunakan. Adapun spesifikasi dari rancangan *feedwater heater* yang diperlukan adalah tekanan, temperatur, *pressure drop, minimum steam mass flow rate, flow type, heat exchanger type, maximum steam mass flow rate, log mean temperature difference, overall heat transfer coefficient, minimum heat load, maximum heat load, minimum heat duty, maximum heat duty* dan *heat transfer surface*.

Setelah mendapatkan spesifikasi dari rancangan *feedwater heater* yang sesuai, maka peneliti melakukan proses penentuan estimasi jumlah kebutuhan uap untuk rancangan *WTE power plant* di Kota Makassar. Kemudian peneliti melakukan proses *steam and water cycle parameterization* untuk menentukan parameter *steam and water cycle* dari rancangan *boiler* yang akan digunakan. Adapun parameter *steam and water cycle* dari rancangan *boiler* yang akan digunakan adalah temperatur, tekanan, *steam fraction, minimum steam mass flow rate, maximum steam mass flow rate, minimum heat load dan maximum heat load* untuk *cold side* dari *heat exchanger* yang berada di dalam *boiler* (*evaporator, seuperheater dan economizer*).

Setelah mendapatkan estimasi jumlah kebutuhan uap dan proses *steam and water cycle parameterization* dari rancangan *WTE power plant*, maka

peneliti melakukan proses penentuan perkiraan *rating* dari rancangan *WTE boiler*. Adapun *rating* dari *boiler* yang ditentukan adalah *air fuel ratio*, *estimated minimum steam mass flow rate*, *estimated maximum steam mass flow rate*, *estimated minimum fuel mass flow rate*, *estimated maximum fuel flow rate*, *estimated minimum air fuel flow rate*, *estimated maximum air mass flow rate*, *estimated minimum steam power generated*, *estimated maximum steam power generated* dan *estimated boiler heat rate*.

Setelah mendapatkan *estimated WTE boiler rating*, maka peneliti melakukan proses *sizing WTE boiler* untuk menentukan spesifikasi dari rancangan *boiler* yang akan digunakan. Adapun spesifikasi dari rancangan *boiler* yang akan digunakan adalah *heat transfer coefficient* (untuk *hot side*; *economizer*, *evaporator*, *superheater*, *primary air preheater*, *secondary air preheater*), *heat load* (untuk *economizer*, *evaporator*, *superheater*, *primary air preheater*, *secondary air preheater*), *heat transfer surface* (untuk *hot side*; *economizer*, *evaporator*, *superheater*, *primary air preheater*, *secondary air preheater*), *flow type* (untuk *hot side*; *economizer*, *evaporator*, *superheater*, *primary air preheater*, *secondary air preheater*) dan *flue gas recirculation ratio*.

Setelah mendapatkan spesifikasi dari rancangan *WTE boiler* yang sesuai, maka peneliti melakukan proses *sizing air cooled condenser* untuk menentukan spesifikasi dari rancangan *air cooled condenser* yang akan digunakan. Adapun spesifikasi dari rancangan *air cooled condenser* yang diperlukan adalah tekanan, temperatur, *pressure drop*, *minimum steam mass*

flow rate, flow type, maximum steam mass flow rate, minimum air mass flow rate, maximum air mass flow rate, log mean temperature difference, overall heat transfer coefficient, minimum heat load, maximum heat load, minimum cooling duty, maximum cooling duty dan heat transfer surface.

Setelah mendapatkan spesifikasi dari rancangan *air cooled condenser fan* yang sesuai, maka peneliti melakukan proses *sizing air cooled condenser fan* untuk menentukan spesifikasi dari rancangan *air cooled condenser fan* yang sesuai. Adapun spesifikasi dari rancangan *air cooled condenser fan* yang diperlukan adalah tekanan, *minimum gas mass flow rate, maximum gas mass flow rate, minimum volumetric flow, maximum volumetric flow, speed, specific speed, compressibility factor, minimum power required dan maximum power required.*

Setelah mendapatkan spesifikasi dari rancangan *air cooled condenser fan*, maka peneliti melakukan proses *sizing pump* untuk menentukan spesifikasi dari rancangan *first stage feedwater pump, second stage feedwater pump* dan *condensate pump* yang akan digunakan. Adapun spesifikasi dari rancangan *first stage feedwater pump, second stage feedwater pump* dan *condensate pump* yang diperlukan adalah tekanan, *minimum water mass flow rate, maximum water mass flow rate, minimum volumetric flow, maximum volumetric flow, delivery head, speed, specific speed, minimum power required dan maximum power required.*

Setelah mendapatkan spesifikasi dari rancangan *first stage feedwater pump, second stage feedwater pump* dan *condensate pump*, maka peneliti

melakukan proses *sizing fan* untuk menentukan spesifikasi dari rancangan *primary forced draft fan*, *secondary forced draft fan*, *flue gas recirculation fan* dan *induced draft fan* yang akan digunakan. Adapun spesifikasi dari rancangan *primary forced draft fan*, *secondary forced draft fan*, *flue gas recirculation fan* dan *induced draft fan* yang diperlukan adalah tekanan, *minimum gas mass flow rate*, *maximum gas mass flow rate*, *minimum volumetric flow*, *maximum volumetric flow*, *speed*, *specific speed*, *compressibility factor*, *minimum power required* dan *maximum power required*.

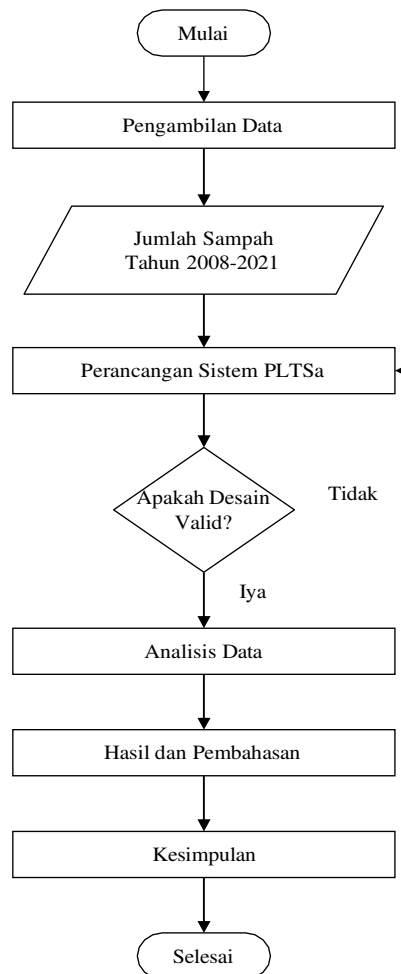
Setelah mendapatkan spesifikasi dari rancangan *primary forced draft fan*, *secondary forced draft fan*, *flue gas recirculation fan* dan *induced draft fan*, maka peneliti melakukan proses *sizing stack* untuk menentukan spesifikasi dari rancangan *stack* yang akan digunakan. Adapun spesifikasi dari rancangan *stack* yang diperlukan adalah *flue gas inlet height*, *stack height*, dan *stack effect*.

Setelah mendapatkan spesifikasi dari rancangan *stack*, maka peneliti membuat rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah menggunakan *Software STEAG Epsilon Professional V 13.02* dan memasukkan seluruh hasil dari proses *sizing* sebelumnya ke dalam rancangan yang telah dibuat. Kemudian melakukan proses simulasi rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah menggunakan *Software STEAG Epsilon Professional V 13.02* untuk mendapatkan hasil kinerja berupa *efisiensi thermal* atau efisiensi sistem, *gross plant heat rate*, *net plant heat rate*, *specific fuel con-*

sumption, Sankey diagram, boiler efficiency, boiler heat rate, boiler heat losses, auxiliary power dan combustion waste (slag dan fly ash).

3.5 Prosedur Penelitian

Berikut ini adalah *flowchart* prosedur penelitian:



Gambar 3.1 Flowchart prosedur penelitian.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Penelitian

4.1.1 Potensi Daya dari Sampah Kota Makassar

Kota Makassar memiliki potensi daya dari sampah sebesar 24,882 – 33,768 MW dengan variasi *LHV* 7-9,5 MJ/kg dan jumlah sampah rata-rata 1.023,710 *ton/day* pada tahun 2021. Persamaan 2.9 digunakan untuk menghitung potensi daya dari sampah. Adapun data jumlah sampah Kota Makassar dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 4.1 Data jumlah sampah Kota Makassar tahun 2008-2021 (Dinas Lingkungan Hidup Kota Makassar dan Kementerian Lingkungan Hidup dan Kehutanan, 2022).

Tahun	Harian (Tok/hari)	Tahunan (Tok/Tahun)
2008	386,826	141.191,490
2009	456,318	166.556,070
2010	532,744	194.451,560
2011	529,878	193.405,470
2012	557,312	203.418,880
2013	676,632	246.970,680
2014	677,213	247.182,745
2015	674,716	246.271,340
2016	651,649	237.851,885
2017	795,129	290.222,085
2018	707,923	258.391,895
2019	696,585	254.253,525
2020	996,710	363.799,150
2021	1.023.710	373.654,150
Total	3.417.620,925	

Sementara itu, tibun sampah Kota Makassar dari tahun 2008-2021 sebesar 3,4 Juta Ton dapat digunakan sebagai bahan bakar cadangan

selama 10 tahun dengan jumlah total sampah yang dapat masuk ke *combustion line* 842,7 *tok/day*.

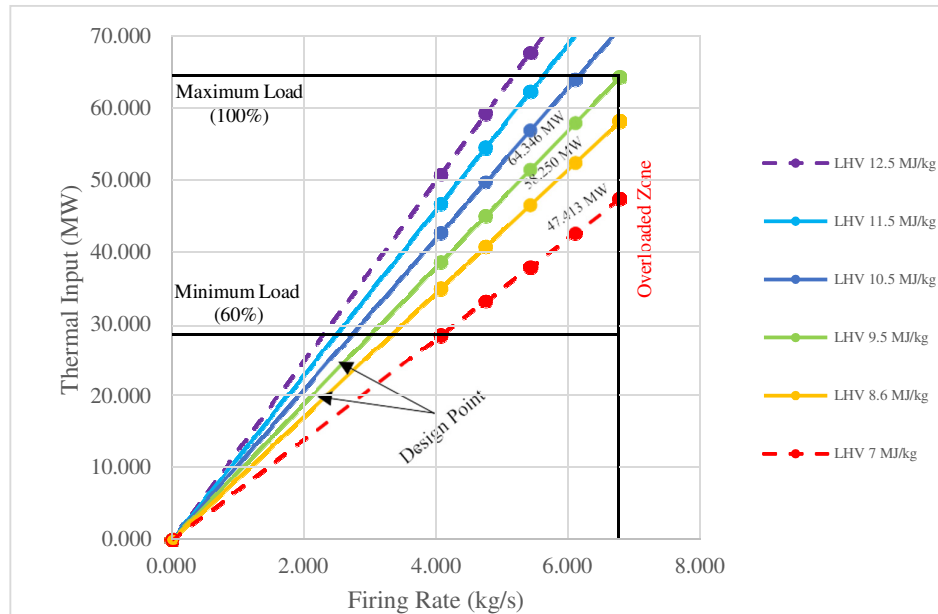
4.1.2 Kapasitas Pembangkit Listrik Tenaga Sampah

Penentuan kapasitas pembangkit listrik tenaga sampah didasarkan pada *LHV* 8,6 – 9,5 *MJ/kg* (*design point LHV*) dan *LHV* 10,5 – 12,5 *MJ/kg* (*maximum LHV*) dengan jumlah sampah total yang masuk ke *combustion line* 1.011,24 *tok/day* (505,62 *tok/day* untuk setiap unit). Hal ini telah sesuai dengan panduan penentuan kapasitas pembangkit listrik tenaga sampah yang dikeluarkan oleh *Babcock & Wilcox Company* (2005). Adapun hasil analisis *thermal input* pada *boiler* dapat dilihat pada tabel di bawah ini.

Tabel 4.2 Tabel hasil analisis *boiler thermal input*

<i>Lower Heating Value</i> (<i>MJ/kg</i>)	<i>Thermal Input (MW)</i>
7	47,413
8,6	58,250
9,5	64,346 (<i>Maximum load zone</i>)
10,5	71,119 (<i>Overloaded zone</i>)
11,5	77,892 (<i>Overloaded zone</i>)
12,5	84,666 (<i>Overloaded zone</i>)

Sementara itu, *furnace capacity diagram* dari rancangan pembangkit listrik tenaga sampah dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 4.1 *Furnace capacity diagram* dari rancangan pembangkit listrik tenaga sampah.

Dari gambar di atas dapat diketahui *operating point* pembangkit listrik tenaga sampah pada kondisi *minimum load* (60% boiler thermal input), *design point*, *maximum load* (maximum boiler thermal input) dan *overloaded zone*. Sehingga, pengoperasian pembangkit listrik tenaga sampah ini haruslah berada di luar *overloaded zone* karena telah berada diluar dari kemampuan rancangan.

Saat *boiler* beroperasi dengan bahan bakar sampah yang memiliki *LHV* 8,6 – 9,5 *MJ/kg* (*design LHV*) maka *firing rate* berada pada kondisi maksimum dan *boiler thermal input* berada pada kondisi maksimum (58,250-64,346 *MW*). Sedangkan saat *boiler* beroperasi dengan bahan bakar sampah yang memiliki *LHV* 10,5 – 12,5 *MJ/kg* (*maximum LHV*) maka *firing rate* menurun, tetapi *boiler thermal input* berada pada kondisi maksimum. Namun, saat *boiler* beroperasi dengan bahan bakar sampah yang memiliki *LHV* 7 *MJ/*

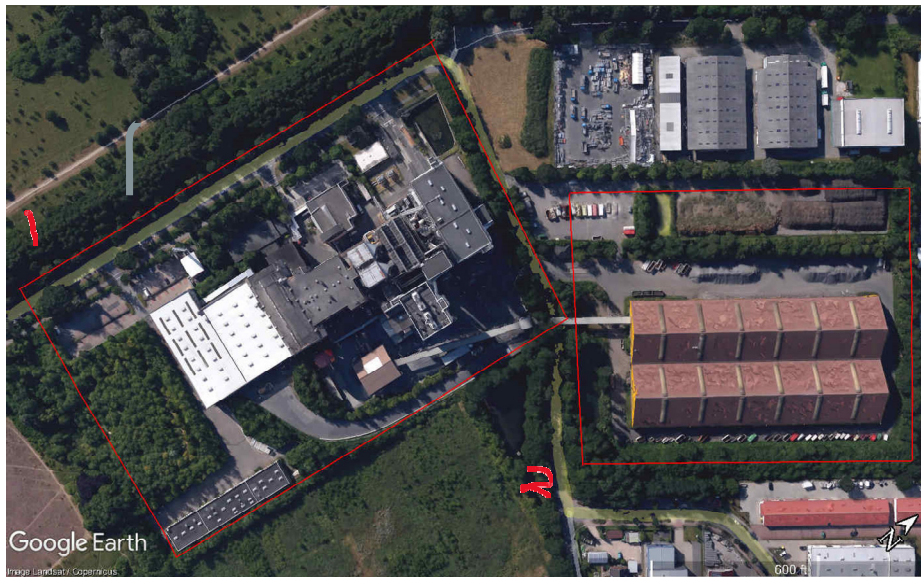
kg (minimum LHV) maka *firing rate* berada pada kondisi maksimum, tetapi *boiler thermal input* menurun hingga berada pada 73% dari *boiler thermal input*.

4.1.3 Lokasi Proyek Pembangunan Pembangkit Listrik Tenaga Sampah

Adapun lokasi proyek pembangunan pembangkit listrik tenaga sampah yang peneliti pilih adalah TPA Tamangapa Antang dengan pertimbangan sumber sampah berada di dekat lokasi pembangunan sehingga dapat mengurangi biaya transportasi dan biaya pembebasan lahan, serta *heat rejection technology* yang digunakan adalah *air cooled condenser* sehingga tidak memerlukan air dalam jumlah yang banyak. Selain itu, TPA Tamangapa Antang memiliki luas lahan yang cukup yaitu 24,1 ha jauh lebih besar daripada luas lahan *EEW Waste to Energy Power Plant Stapelfeld Germany* yang menjadi objek perbandingan yaitu 10,3 ha. Adapun peta lokasi TPA Tamangapa Antang dan *EEW Waste to Energy Power Plant Stapelfeld Germany* dapat dilihat pada gambar berikut ini.



Gambar 4.2 Peta lokasi TPA Tamangapa Antang.

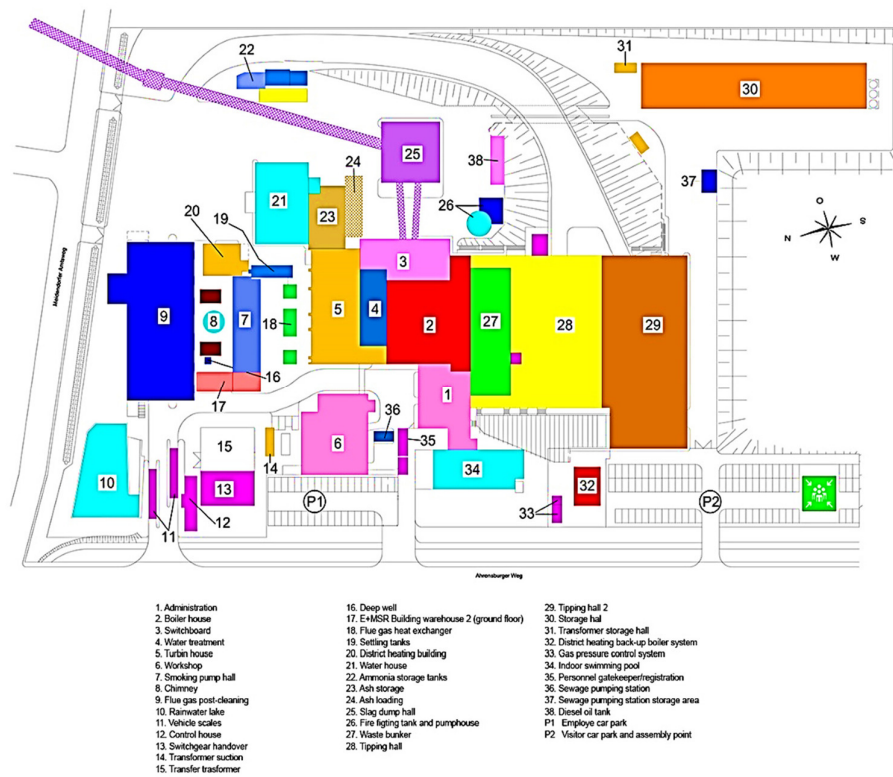


Gambar 4.3 Peta lokasi *EEW Waste to Energy Power Plant Stapelfeld Germany*.

Pada gambar 4.3 dapat dilihat bahwa *EEW Waste to Energy Power Plant Stapelfeld Germany* terbagi menjadi dua lahan. Lahan nomor 1 adalah *power house* dan lahan nomor 2 adalah gudang penyimpanan *slag* dan *fly ash* dari hasil pembakaran sampah yang akan digunakan oleh industri sekitarnya untuk

pembuatan semen dan produk-produk untuk konstruksi bangunan. Dengan adanya proyek pembangunan pembangkit listrik tenaga sampah di Kota Makassar akan mendorong perkembangan industri pembuatan semen dan produk-produk untuk konstruksi bangunan serta infrastruktur penunjang lainnya seperti rel kereta api yang akan digunakan untuk mengangkut sampah dari kota-kota lain.

Sementara itu, susunan denah *power house* dari *EEW Waste to Energy Power Plant Stapelfeld Germany* dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 4.4 Susunan denah *power house* dari *EEW Waste to Energy Power Plant Stapelfeld Germany*.

4.1.4 Sizing Steam Turbine

Steam turbine yang digunakan adalah *SST-200* buatan *SIEMENS* dengan spesifikasi dapat dilihat pada tabel 4.2. Sementara hasil analisis *sizing steam turbine* dapat dilihat pada tabel 4.3.

Tabel 4.3 Tabel spesifikasi *SIEMENS SST-200 steam turbine* (Siemens AG, 2019).

<i>SST-200 Specifications</i>	
<i>Power output</i>	<i>up to 20 MW</i>
<i>Speed</i>	<i>up to 14,600 rpm</i>
<i>Live Steam Parameters</i>	
<i>Inlet pressure</i>	<i>up to 120 bar (abs)</i>
<i>Inlet temperature</i>	<i>up to 540 °C</i>
<i>Exhaust Steam Parameters</i>	
<i>Water-cooled condenser</i>	<i>0.05-0.15 bar (abs)</i>
<i>Air-cooled condenser</i>	<i>0.15-0.5 bar (abs)</i>
<i>Backpressure turbines</i>	<i>2-20 bar (abs)</i>
<i>Steam Extractions</i>	
<i>Controlled (up to 4)</i>	<i>up to 16 bar</i>
	<i>up to 350 °C</i>
<i>Uncontrolled</i>	<i>up to 60 bar</i>

Tabel 4.4 Hasil analisis *sizing steam turbine*

<i>Steam Turbine Parameterization</i>	
h_1 (kJ/kg), with $T=447,464$ °C and $P=88$ bar	3.254,308
h_2 (kJ/kg), with $T=337,839$ °C and $P=40$ bar	3.062,643
h_3 (kJ/kg), with $T=337,839$ °C and $P=40$ bar	3.062,643
h_4 (kJ/kg), with $T=231,363$ °C and $P=16$ bar	2.874,053
h_5 (kJ/kg), with $T=231,363$ °C and $P=16$ bar	2.874,053
h_6 (kJ/kg), with $T=170,414$ °C and $P=8$ bar	2.751,521
h_7 (kJ/kg), with $T=170,414$ °C and $P=88$ bar	2.751,521
h_8 (kJ/kg), with $T=60,059$ °C and $P=0,2$ bar	2.249,696
<i>Min. Steam Mass Flow Rate (kg/s)</i>	11,542
<i>Max. Steam Mass Flow Rate (kg/s)</i>	12,119
<i>Isentropic Efficiency (%)</i>	88,0
<i>Mechanical Efficiency (%)</i>	98,0
<i>Steam Turbine Speed (rpm)</i>	7.300
<i>Gear Box Speed (rpm)</i>	3.000
<i>Min. Mechanical Power (kW)</i>	10.000
<i>Max. Mechanical Power (kW)</i>	10.500

Analisis *sizing steam turbine* menggunakan persamaan 2.27 untuk menghitung *minimum steam mass flow rate* dan *maximum steam mass flow rate*.

4.1.5 Sizing Closed Feedwater Heater

Closed feedwater heater yang digunakan pada rancangan system pembangkit listrik tenaga sampah berjumlah dua buah, yaitu *low pressure feedwater heater* dan *high pressure feedwater heater*. Adapun hasil analisis *sizing* dari *low pressure feedwater heater* dapat dilihat pada tabel 4.4 dan hasil analisis *sizing* dari *high pressure feedwater heater* dapat dilihat pada tabel 4.5.

Tabel 4.5 Hasil analisis *sizing low-pressure feedwater heater*

<i>Low-Pressure Feedwater Heater</i>			
<i>Hot Side (Tube)</i>		<i>Cold Side (Shell)</i>	
$P_1(\text{bar})$	8,000	$P_1(\text{bar})$	7,400
$P_2(\text{bar})$	6,000	$P_2(\text{bar})$	6,900
$T_1(^{\circ}\text{C})$	170,414	$T_1(^{\circ}\text{C})$	59,179
$T_2(^{\circ}\text{C})$	158,832	$T_2(^{\circ}\text{C})$	80,000
$h_1(\text{kJ/kg})$	2.751,521	$h_1(\text{kJ/kg})$	247,719
$h_2(\text{kJ/kg})$	1.882,826	$h_2(\text{kJ/kg})$	335,460
$D_p(\text{bar})$	2,000	$D_p(\text{bar})$	0,500
$Mik. \dot{m}_s(\text{kg/s})$	0,483	$Mik. \dot{m}_s(\text{kg/s})$	12,119
$Max. \dot{m}_s(\text{kg/s})$	0,647	$Max. \dot{m}_s(\text{kg/s})$	16,238
$\rho_s(\text{kg/m}^3)$	4195	$\rho_w(\text{kg/m}^3)$	972,066
$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	0.154	$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	0,017
<i>Mik. Heat Duty (kW)</i>	1329.214	<i>Mik. Heat Load (kW)</i>	1.063,372
<i>Max. Heat Duty (kW)</i>	1780.962	<i>Max. Heat Load (kW)</i>	1.424,769
$\Delta T_1(^{\circ}\text{C})$	111.235	$\Delta T_2(^{\circ}\text{C})$	78,832
$a_i(\text{kJ/kg. K})$	0.250	$a_0(\text{kJ/kg. K})$	0,250
$C_p(\text{kJ/kg. K})$	2.603	$C_p(\text{kJ/kg. K})$	4,180
<i>Working Fluid</i>	<i>Steam</i>	<i>Working Fluid</i>	<i>Water</i>
<i>Heat Exchanger Type</i>			<i>Shell and</i>

	<i>Tube</i>
<i>Flow Type</i>	<i>Parallel Flow</i>
<i>Log Mean Temperature Difference (°C)</i>	70,579
<i>Overall Heat Transfer Coefficient (kW/m². K)</i>	0,125
<i>Heat Transfer Surface (m²)</i>	161,495

Tabel 4.6 Hasil analisis sizing high-pressure feedwater heater

<i>Low-Pressure Feedwater Heater</i>			
<i>Hot Side (Shell)</i>		<i>Cold Side (Tube)</i>	
$P_1(\text{bar})$	16,000	$P_1(\text{bar})$	33,000
$P_2(\text{bar})$	15,500	$P_2(\text{bar})$	30,000
$T_1(°\text{C})$	231,363	$T_1(°\text{C})$	164,373
$T_2(°\text{C})$	199,856	$T_2(°\text{C})$	180,000
$h_1(\text{kJ/kg})$	2.874,053	$h_1(\text{kJ/kg})$	694,616
$h_2(\text{kJ/kg})$	2.347,112	$h_2(\text{kJ/kg})$	764,198
$D_p(\text{bar})$	0,500	$D_p(\text{bar})$	3,000
$Mik. \dot{m}_s(\text{kg/s})$	0,397	$Mik. \dot{m}_s(\text{kg/s})$	12,603
$Max. \dot{m}_s(\text{kg/s})$	0,585	$Max. \dot{m}_s(\text{kg/s})$	18,574
$\rho_s(\text{kg/m}^3)$	4,195	$\rho_w(\text{kg/m}^3)$	903,134
$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	0,139	$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	0,021
<i>Mik. Heat Duty (kW)</i>	1.139,987	<i>Mik. Heat Load (kW)</i>	876,913
<i>Max. Heat Duty (kW)</i>	1.680,166	<i>Max. Heat Load (kW)</i>	1.292,435
$\Delta T_1(°\text{C})$	66,990	$\Delta T_2(°\text{C})$	19,856
$a_i(\text{kJ/kg. K})$	0,250	$a_0(\text{kJ/kg. K})$	0,250
$C_p(\text{kJ/kg. K})$	2,525	$C_p(\text{kJ/kg. K})$	4,341
<i>Working Fluid</i>	<i>Steam</i>		<i>Water</i>
<i>Heat Exchanger Type</i>			<i>Shell and Tube</i>
<i>Flow Type</i>			<i>Parallel Flow</i>
<i>Log Mean Temperature Difference (°C)</i>			70,579
<i>Overall Heat Transfer Coefficient (kW/m². K)</i>			0,125
<i>Heat Transfer Surface (m²)</i>			161,495

Analisis *sizing closed feedwater* menggunakan persamaan 2.44 untuk menghitung *heat duty* dan *heat load*, menggunakan persamaan 2.53 untuk menghitung *log mean temperature difference*, menggunakan persamaan 2.58 untuk menghitung *overall heat transfer coefficient*, dan menggunakan persamaan 2.49 untuk menghitung *heat transfer surface*.

4.1.6 Estimated Steam Supply

Jumlah kebutuhan suplai uap menjadi dasar dari rancangan *boiler* yang akan digunakan sehingga perlu untuk menentukan kebutuhan suplai uap yang tepat. Adapun hasil analisis kebutuhan suplai uap dapat dilihat pada tabel 4.6.

Tabel 4.7 Hasil analisis *estimated boiler steam supply*

<i>Estimated Steam Supply</i>	<i>Safety Factor (%)</i>	<i>Mass Flow Rate (kg/s)</i>
<i>Steam Turbine</i>	30	15.755
<i>High-Pressure Feedwater Heater</i>	40	0.585
<i>Low-Pressure Feedwater Heater</i>	25	0.647
<i>Deaerator (Pegging)</i>	-	<i>Unpredictable</i>
<i>Shaft Sealing</i>	-	<i>Unpredictable</i>
<i>Soot blower</i>	-	<i>Unpredictable</i>
<i>Blowdown</i>	-	<i>Unpredictable</i>
<i>Total</i>	35	22.083

4.1.7 Steam and Water Cycle Parameterization

Hasil analisis *steam and water cycle parameterization* untuk *economizer*, *evaporator* dan *superheater* dapat dilihat pada tabel 4.7 hingga tabel 4.9.

Tabel 4.8 Hasil *economizer parameterization*

<i>Economizer Operating Parameters</i>	
$P_1(\text{bar})$	100,810
$P_2(\text{bar})$	93,342
$T_1(^{\circ}\text{C})$	180,000
$T_2(^{\circ}\text{C})$	250,000
$h_1(\text{kJ/kg})$	774,805
$h_2(\text{kJ/kg})$	1.085,694
<i>Mik. $\dot{m}_s(\text{kg/s})$</i>	16,987
<i>Max. $\dot{m}_s(\text{kg/s})$</i>	22,083
<i>Mik. Heat Load (kW)</i>	5.281,106
<i>Max. Heat Load (kW)</i>	6.865,438

Tabel 4.9 Hasil *evaporator parameterization*

<i>Evaporator Operating Parameters</i>	
$P_1(\text{bar})$	107,342
$P_2(\text{bar})$	93,342
$T_1(^{\circ}\text{C})$	306,323
$T_2(^{\circ}\text{C})$	305,974
$h_1(\text{kJ/kg})$	1378,660
$h_2(\text{kJ/kg})$ with X 22,5%	1685,011
$h_2(\text{kJ/kg})$ with X 32,9%	1.808,057
<i>Water Wall Circulatiok (kg/s)</i>	84,936
<i>Mik. Heat Load (kW)</i>	26.020,114
<i>Max. Heat Load (kW)</i>	36.471,099

Tabel 4.10 Hasil *superheater parameterization*

<i>Superheater Operating Parameters</i>	
$P_1(\text{bar})$	93,342

$P_2(\text{bar})$	90,623
$T_1(^{\circ}\text{C})$	305,974
$T_2(^{\circ}\text{C})$	449,000
$h_1(\text{kJ}/\text{kg})$	2.737,249
$h_2(\text{kJ}/\text{kg})$	3.254,308
$\text{Mik. } \dot{m}_s(\text{kg}/\text{s})$	16,987
$\text{Max. } \dot{m}_s(\text{kg}/\text{s})$	22,083
$\text{Mik. Heat Load (kW)}$	8.783,352
$\text{Max. Heat Load (kW)}$	11.418.358

Steam and water cycle parameterization mengacu pada standar *high pressure and temperature steam cycle* dari *Babcock and Wilcox Company* (2005). Sementara itu, *water wall circulation* mengacu pada ketentuan *Software STEAG Ebsilon Professional V 13.02* yang menetapkan bahwa nilai dari *water wall circulation* lebih besar lima kali daripada *steam mass flow rate* yang keluar dari *boiler*. *Heat duty* dihitung dengan menggunakan persamaan 2.44.

4.1.8 Estimated Waste to Energy Boiler Ratings

Adapun hasil analisis *estimated WTE boiler ratings* dapat dilihat pada tabel 4.10.

Tabel 4.11 Hasil analisis *estimated WTE boiler ratings*

<i>WTE Boiler Ratings</i>	
<i>Circulation Ratio</i>	3,846
<i>Air Fuel Ratio for LHV 8.6 MJ/kg</i>	4,125
<i>Air Ratio</i>	1,2
<i>Estimated Boiler Thermal Efficiency (%)</i>	83,000

<i>Estimated Maximum Steam Mass Flow Rate (t/h)</i>	61,154
<i>Estimated Minimum Steam Mass Flow Rate (t/h)</i>	79,500
<i>Estimated Minimum Fuel Mass Flow Rate (t/h)</i>	21,243
<i>Estimated Maximum Fuel Mass Flow Rate (t/h)</i>	27,616
<i>Estimated Minimum Air Mass Flow Rate (t/h)</i>	87,626
<i>Estimated Maximum Air Mass Flow Rate (t/h)</i>	113,914
<i>Estimated Minimum Steam Power Generated (kW)</i>	42.119,608
<i>Estimated Maximum Steam Power Generated (kW)</i>	54.755,490
<i>Estimated Boiler Heat Rate (kJ/kWh)</i>	4.337,349

Analisis *estimated WTE boiler rating* menggunakan persamaan 2.20 untuk menghitung *circulation ratio*, menggunakan *Software STEAG Ebsilon Professional V 13.02* untuk menentukan *air fuel ratio*, menggunakan persamaan 2.43 untuk menghitung *estimated fuel mass flow rate* dan nilai dari *estimated boiler thermal efficiency* mengacu pada penelitian yang dilakukan oleh Schu and Leithner (2008). Sedangkan untuk menghitung *estimated boiler heat rate*, peneliti mengaplikasikan persamaan 2.28 dengan memodifikasinya.

4.1.9 Sizing Waste to Energy Boiler

Adapun hasil analisis dari *sizing WTE boiler* dapat dilihat pada tabel 4.11 hingga tabel 4.15.

Tabel 4.12 Hasil analisis *sizing evaporator*

<i>Evaporator Specification</i>			
<i>Hot Side</i>		<i>Cold Side</i>	
$P_1(\text{bar})$	1,128	$P_1(\text{bar})$	107,342
$P_2(\text{bar})$	1,103	$P_2(\text{bar})$	93,342
$T_1(^{\circ}\text{C})$	1.334,517	$T_1(^{\circ}\text{C})$	306,323

$T_2(^{\circ}\text{C})$	692,109	$T_2(^{\circ}\text{C})$	305,974
$h_1(\text{kJ}/\text{kg})$	1.692,178	$h_1(\text{kJ}/\text{kg})$	1.378,660
$h_2(\text{kJ}/\text{kg})$	817,413	$h_2(\text{kJ}/\text{kg})$	1.808,057
<i>Draft Losses (bar)</i>	0,025	$D_p(\text{bar})$	14,000
$m_{fg}(\text{kg}/\text{s})$	41,692	$m_w(\text{kg}/\text{s})$	84,936
$\rho_{fg}(\text{kg}/\text{m}^3)$	0,241	$\rho_w(\text{kg}/\text{m}^3)$	702,168
$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	172,793	$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	0,121
<i>Heat Duty (MW)</i>	70,551	<i>Heat Load (MW)</i>	36,471
$\Delta T_1(^{\circ}\text{C})$	-	$\Delta T_2(^{\circ}\text{C})$	-
$a_i(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	0,040	$a_0(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	4,000
$C_p(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	1,300	$C_p(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	5,953
<i>Working Fluid</i>	<i>Flue gas</i>	<i>Working Fluid</i>	<i>Water</i>
<i>Flow Type</i>			<i>Boiling</i>
<i>Log Mean Temperature Difference ($^{\circ}\text{C}$)</i>			491,954
<i>Overall Heat Transfer Coefficient ($\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)</i>			0.040
<i>Heat Transfer Surface (m^2)</i>			1.871,914

Tabel 4.13 Hasil analisis *sizing superheater*

<i>Superheater Specification</i>			
<i>Hot Side</i>		<i>Cold Side</i>	
$P_1(\text{bar})$	1,103	$P_1(\text{bar})$	93,342
$P_2(\text{bar})$	1,101	$P_2(\text{bar})$	90,623
$T_1(^{\circ}\text{C})$	692,109	$T_1(^{\circ}\text{C})$	305,974
$T_2(^{\circ}\text{C})$	474,241	$T_2(^{\circ}\text{C})$	449,000
$h_1(\text{kJ}/\text{kg})$	817,413	$h_1(\text{kJ}/\text{kg})$	2.737,249
$h_2(\text{kJ}/\text{kg})$	543,547	$h_2(\text{kJ}/\text{kg})$	3.254,308
<i>Draft Losses (bar)</i>	0,002	$D_p(\text{bar})$	0,02
$m_{fg}(\text{kg}/\text{s})$	41,693	$m_s(\text{kg}/\text{s})$	22,083
$\rho_{fg}(\text{kg}/\text{m}^3)$	0,393	$\rho_s(\text{kg}/\text{m}^3)$	50,979
$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	106,100	$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	0,433
<i>Heat Duty (MW)</i>	34,080	<i>Heat Load (MW)</i>	11,418

$\Delta T_1(^{\circ}\text{C})$	243,109	$\Delta T_2(^{\circ}\text{C})$	168,267
$a_i(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	0,040	$a_o(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	4,000
$C_p(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	1,280	$C_p(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	5,941
<i>Working Fluid</i>	<i>Flue gas</i>	<i>Working Fluid</i>	<i>Steam</i>
<i>Flow Type</i>			<i>Counter Flow</i>
<i>Log Mean Temperature Difference ($^{\circ}\text{C}$)</i>			168,267
<i>Overall Heat Transfer Coefficient ($\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)</i>			4,000
<i>Heat Transfer Surface (m^2)</i>			5,941

Tabel 4.14 Hasil analisis sizing economizer

<i>Economizer Specification</i>			
<i>Hot Side</i>		<i>Cold Side</i>	
$P_1(\text{bar})$	1,101	$P_1(\text{bar})$	100,810
$P_2(\text{bar})$	1,081	$P_2(\text{bar})$	93,342
$T_1(^{\circ}\text{C})$	474,241	$T_1(^{\circ}\text{C})$	180,000
$T_2(^{\circ}\text{C})$	336,999	$T_2(^{\circ}\text{C})$	250,000
$h_1(\text{kJ}/\text{kg})$	543,547	$h_1(\text{kJ}/\text{kg})$	774,805
$h_2(\text{kJ}/\text{kg})$	378,881	$h_2(\text{kJ}/\text{kg})$	1.085,694
<i>Draft Losses (bar)</i>	0,02	$D_p(\text{bar})$	7,468
$\dot{m}_{fg}(\text{kg}/\text{s})$	41,693	$\dot{m}_w(\text{kg}/\text{s})$	22,083
$\rho_{fg}(\text{kg}/\text{m}^3)$	0,507	$\rho_w(\text{kg}/\text{m}^3)$	891,270
$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	82,302	$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	0,025
<i>Heat Duty (MW)</i>	22,662	<i>Heat Load (MW)</i>	6,865
$\Delta T_1(^{\circ}\text{C})$	224,241	$\Delta T_2(^{\circ}\text{C})$	156,999
$a_i(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	0,040	$a_o(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	4,000
$C_p(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	1,150	$C_p(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	4,787
<i>Working Fluid</i>	<i>Flue gas</i>	<i>Working Fluid</i>	<i>Water</i>
<i>Flow Type</i>			<i>Counter Flow</i>
<i>Log Mean Temperature Difference ($^{\circ}\text{C}$)</i>			141,470
<i>Overall Heat Transfer Coefficient ($\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)</i>			0,040
<i>Heat Transfer Surface (m^2)</i>			1.225,364

Tabel 4.15 Hasil analisis *sizing primary air preheater*

<i>Primary Air Preheater Specification</i>			
<i>Hot Side</i>		<i>Cold Side</i>	
$P_1(\text{bar})$	1,081	$P_1(\text{bar})$	1.135
$P_2(\text{bar})$	1,031	$P_2(\text{bar})$	1.133
$T_1(^{\circ}\text{C})$	336,999	$T_1(^{\circ}\text{C})$	46.358
$T_2(^{\circ}\text{C})$	272,300	$T_2(^{\circ}\text{C})$	180.000
$h_1(\text{kJ/kg})$	378,881	$h_1(\text{kJ/kg})$	47.489
$h_2(\text{kJ/kg})$	303,423	$h_2(\text{kJ/kg})$	185.478
<i>Draft Losses (bar)</i>	0,05	$D_p(\text{bar})$	0.002
$\dot{m}_{fg}(\text{kg/s})$	41,693	$\dot{m}_a(\text{kg/s})$	22.799
$\rho_{fg}(\text{kg/m}^3)$	0,609	$\rho_a(\text{kg/m}^3)$	1.221
$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	68,432	$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	18.670
<i>Heat Duty (MW)</i>	15,769	<i>Heat Load (MW)</i>	3,146
$\Delta T_1(^{\circ}\text{C})$	156,999	$\Delta T_2(^{\circ}\text{C})$	225.942
$a_i(\text{kJ/kg. K})$	0,040	$a_0(\text{kJ/kg. K})$	0.050
$C_p(\text{kJ/kg. K})$	1,100	$C_p(\text{kJ/kg. K})$	1.006
<i>Working Fluid</i>	<i>Flue gas</i>	<i>Working Fluid</i>	<i>Air</i>
<i>Flow Type</i>			<i>Counter Flow</i>
<i>Log Mean Temperature Difference ($^{\circ}\text{C}$)</i>			142.038
<i>Overall Heat Transfer Coefficient ($\text{kW/m}^2. \text{K}$)</i>			0.022
<i>Heat Transfer Surface (m^2)</i>			996.718

Tabel 4.16 Hasil analisis *secondary air preheater*

<i>Secondary Air Preheater Specification</i>			
<i>Hot Side</i>		<i>Cold Side</i>	
$P_1(\text{bar})$	1,031	$P_1(\text{bar})$	1.135
$P_2(\text{bar})$	1,001	$P_2(\text{bar})$	1.133
$T_1(^{\circ}\text{C})$	272,300	$T_1(^{\circ}\text{C})$	46.358

$T_2(^{\circ}\text{C})$	250,000	$T_2(^{\circ}\text{C})$	180.000
$h_1(\text{kJ}/\text{kg})$	303,423	$h_1(\text{kJ}/\text{kg})$	47.489
$h_2(\text{kJ}/\text{kg})$	277,733	$h_2(\text{kJ}/\text{kg})$	185.478
<i>Draft Losses (bar)</i>	0,03	$D_p(\text{bar})$	0.002
$\dot{m}_{fg}(\text{kg}/\text{s})$	41,693	$\dot{m}_a(\text{kg}/\text{s})$	7.762
$\rho_{fg}(\text{kg}/\text{m}^3)$	0,650	$\rho_a(\text{kg}/\text{m}^3)$	1.221
$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	64,142	$V_m(\text{m}^3/\text{s})$	6.357
<i>Heat Duty (MW)</i>	12,650	<i>Heat Load (MW)</i>	1,071
$\Delta T_1(^{\circ}\text{C})$	92,300	$\Delta T_2(^{\circ}\text{C})$	203,642
$a_i(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	0,040	$a_0(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	0,050
$C_p(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	1,100	$C_p(\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K})$	1,006
<i>Working Fluid</i>	<i>Flue gas</i>	<i>Working Fluid</i>	<i>Air</i>
<i>Flow Type</i>			<i>Counter Flow</i>
<i>Log Mean Temperature Difference ($^{\circ}\text{C}$)</i>			105,528
<i>Overall Heat Transfer Coefficient ($\text{kW}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)</i>			0,022
<i>Heat Transfer Surface (m^2)</i>			456,745

Adapun total dari *heat transfer surface area* dari rancangan *waste to energy boiler* yang meliputi *evaporator*, *superheater*, *economizer*, *primary air preheater* dan *secondary air preheater* adalah 6.640,718 m^2 . Sementara presentase dari *flue gas recirculation fan* yang digunakan pada rancangan *waste to energy boiler* adalah 15%.

Analisis *sizing waste to energy boiler* menggunakan persamaan 2.44 untuk menghitung *heat duty* dan *heat load*, menggunakan persamaan 2.53 untuk menghitung *log mean temperature difference*, menggunakan persamaan 2.58 untuk menghitung *overall heat transfer coefficient*, dan menggunakan persamaan 2.49 untuk menghitung *heat transfer surface*. Sementara nilai dari *draft losses* untuk *hot side* dari *economizer*, *evaporator*, *superheater*, *primary*

air preheater, secondary air preheater mengacu kepada standar dari *Software STEAG Ebsilon Professional V 13.02* dan untuk nilai D_p dari economizer, evaporator, superheater mengacu pada pendekatan yang dilakukan oleh Teir (2003).

4.1.10 Sizing Air-Cooled Condenser

Adapun hasil analisis dari *sizing air-cooled condenser* dapat dilihat pada tabel 4.16.

Tabel 4.17 Hasil analisis *sizing air-cooled condenser*

<i>Air-Cooled Condenser Specification</i>			
<i>Hot Side</i>		<i>Cold Side</i>	
$P_1(\text{bar})$	0,200	$P_1(\text{bar})$	1.013
$P_2(\text{bar})$	0,192	$P_2(\text{bar})$	1.013
$T_1(^{\circ}\text{C})$	60,059	$T_1(^{\circ}\text{C})$	33.000
$T_2(^{\circ}\text{C})$	59,179	<i>Mik. $T_2(^{\circ}\text{C})$</i>	58.042
		<i>Max. $T_2(^{\circ}\text{C})$</i>	57.570
$h_1(\text{kJ/kg})$	2.213,053	$h_1(\text{kJ/kg})$	33.796
$h_2(\text{kJ/kg})$	247,719	<i>Mik. $h_2(\text{kJ/kg})$</i>	58.332
		<i>Max. $h_2(\text{kJ/kg})$</i>	58.333
$D_p(\text{bar})$	0,008	$D_p(\text{bar})$	0
<i>Mik. $\dot{m}_s(\text{kg/s})$</i>	15,755	<i>Mik. $\dot{m}_a(\text{kg/s})$</i>	1.225,000
<i>Max. $\dot{m}_s(\text{kg/s})$</i>	22,083	<i>Max. $\dot{m}_a(\text{kg/s})$</i>	1.750,000
$\rho_s(\text{kg/m}^3)$	0,157	$\rho_a(\text{kg/m}^3)$	1,138
<i>Mik. $V_m(\text{m}^3/\text{s})$</i>	100,266	<i>Mik. $V_m(\text{m}^3/\text{s})$</i>	1.076,719
<i>Mik. $V_m(\text{m}^3/\text{s})$</i>	140,538	<i>Mik. $V_m(\text{m}^3/\text{s})$</i>	1.538,171
<i>Mik. Heat Load (MW)</i>	30,964	<i>Mik. Coolikg Duty (MW)</i>	30,056
<i>Max. Heat Load (MW)</i>	43,400	<i>Mik. Coolikg Duty (MW)</i>	42,940
$\Delta T_1(^{\circ}\text{C})$	2,489	$\Delta T_2(^{\circ}\text{C})$	26.179

$a_i(\text{kJ/kg. K})$	0,500	$a_o(\text{kJ/kg. K})$	0.100
$C_p(\text{kJ/kg. K})$	4,183	$C_p(\text{kJ/kg. K})$	1.008
<i>Working Fluid</i>	<i>Steam</i>	<i>Working Fluid</i>	<i>Air</i>
<i>Flow Type</i>			<i>Cross Flow</i>
<i>Log Mean Temperature Difference (°C)</i>			7.551
<i>Overall Heat Transfer Coefficient (kW/m². K)</i>			0.083
<i>Number of Air-Cooled Condensers</i>			4
<i>Max. Steam Mass Flow Rate for each Air-Cooled Condenser (kg/s)</i>			5,521
<i>Max. Air Mass Flow Rate for each Air-Cooled Condenser (kg/s)</i>			442,194
<i>Max. Heat Load for each Air-Cooled Condenser (MW)</i>			10,850
<i>Max. Cooling Duty for each Air-Cooled Condenser (MW)</i>			10,850
<i>Heat Transfer Surface for each Air-Cooled Condenser (m²)</i>			17.242,786
<i>Total Heat Transfer Surface (m²)</i>			68.971,144

Analisis *sizing air-cooled condenser* menggunakan persamaan 2.44 untuk menghitung *heat load* dan *cooling duty*, persamaan 2.53 untuk menghitung *log mean temperature difference*, persamaan 2.58 untuk menghitung *overall heat transfer coefficient*, persamaan 2.49 untuk menghitung *heat transfer surface*, dan menggunakan persamaan 2.48 untuk menghitung *Mik. T₂* dan *Max. T₂* dari *cold side air-cooled condenser*.

4.1.11 Sizing Air-Cooled Condenser Fan

Adapun hasil analisis dari *sizing air-cooled condenser fan* dapat dilihat pada tabel 4.17.

Tabel 4.18 Hasil analisis sizing *air-cooled condenser fan*

<i>Air-Cooled Condenser Fan Specification</i>	
<i>Working Fluid</i>	<i>Air</i>
$P_1(\text{bar})$	1,013
$P_2(\text{bar})$	1,011
$T_1(^{\circ}\text{C})$	33,000
<i>Mik. $T_2(^{\circ}\text{C})$</i>	57,513
<i>Max. $T_2(^{\circ}\text{C})$</i>	57,570
$h_1(\text{kJ/kg})$	33,796
<i>Mik. $h_2(\text{kJ/kg})$</i>	57,801
<i>Max. $h_2(\text{kJ/kg})$</i>	56,230
$\rho_a(\text{kg/m}^3)$	1,138
<i>Min. Total Mass Flow Rate (kg/s)</i>	1.225,000
<i>Max. Total Mass Flow Rate (kg/s)</i>	1.750,000
<i>Isentropic Efficiency (%)</i>	60,0
<i>Mechanical Efficiency (%)</i>	97,0
<i>Compressibility Factor (Dimensionless)</i>	1
<i>Number of Fan units</i>	4
<i>Delivery Head (m)</i>	0,176
<i>Min. Mass Flow Rate for each Fan (kg/s)</i>	315,495
<i>Max. Mass Flow Rate for each Fan (kg/s)</i>	442,194
<i>Min. Volumetric Flow for each Fan (m³/s)</i>	277,237
<i>Max. Volumetric Flow for each Fan (m³/s)</i>	388,571
<i>Min. Required Power for each Fan (kW)</i>	95,270
<i>Max. Required Power for each Fan (kW)</i>	133,530
<i>Min. Total Required Power (kW)</i>	381,081
<i>Max. Total Required Power (kW)</i>	534,11852

Analisis *sizing air-cooled condenser fan* menggunakan persamaan 2.44 untuk menghitung *heat load* dan *cooling duty* dan menggunakan persamaan 2.48 untuk menghitung *Mik. T₂* dan *Max. T₂* dari *cold side air-cooled condenser*. Sedangkan untuk menghitung *min. total required power* dan *min. total required power* menggunakan persamaan 2.11, dan menghitung *fan delivery head* menggunakan persamaan 2.15.

4.1.12 Sizing Pumps

Adapun hasil dari analisis *sizing pumps* yang terdiri dari *condensate pump*, *first stage feedwater pump* dan *second stage feedwater pump* dapat dilihat pada tabel 4.18-4.20.

Tabel 4.19 Hasil analisis *sizing condensate pump*

<i>Condensate Pump Specification</i>	
<i>Working Fluid</i>	<i>Water</i>
<i>Limits of Gas Content in Liquid (%)</i>	5,0
<i>P₁(bar)</i>	0,192
<i>P₂(bar)</i>	7,400
<i>T₁(°C)</i>	59,179
<i>T₂(°C)</i>	80,000
<i>h₁(kJ/kg)</i>	247,719
<i>h₂(kJ/kg)</i>	248,330
<i>Delivery Head (m)</i>	74,702
<i>ρ_w(kg/m³)</i>	983,630
<i>Specific Gravity</i>	0,984
<i>Mik. m_w(kg/s)</i>	15,755
<i>Max. m_w(kg/s)</i>	22,083

<i>Mik. V_m(kg/s)</i>	0,016
<i>Max. V_m(kg/s)</i>	0.022
<i>Speed (rpm)</i>	2.000
<i>Mik. N_s</i>	9,962
<i>Max. N_s</i>	11,794
<i>Isentropic Efficiency (%)</i>	75,0
<i>Mechanical Efficiency (%)</i>	98,0
<i>Min. Required Power (kW)</i>	15,949
<i>Min. Required Power (kW)</i>	22,355

Tabel 4.20 Hasil analisis *sizing first stage feedwater pump*

<i>First Stage Feedwater Pump Specification</i>	
<i>Working Fluid</i>	<i>Water</i>
<i>Limits of Gas Content in Liquid (%)</i>	5,0
<i>P_1(bar)</i>	6,900
<i>P_2(bar)</i>	33,000
<i>T_1(°C)</i>	164,373
<i>T_2(°C)</i>	164,373
<i>h_1(kJ/kg)</i>	694,610
<i>h_2(kJ/kg)</i>	696,100
<i>Delivery Head (m)</i>	294,591
<i>ρ_w(kg/m³)</i>	903,134
<i>Specific Gravity</i>	0,903
<i>Mik. \dot{m}_w(kg/s)</i>	16,987
<i>Max. \dot{m}_w(kg/s)</i>	22,083
<i>Mik. V_m(kg/s)</i>	0,019
<i>Max. V_m(kg/s)</i>	0,024
<i>Speed (rpm)</i>	2.000

<i>Mik. N_s</i>	3,857
<i>Max. N_s</i>	4,398
<i>Isentropic Efficiency (%)</i>	75,0
<i>Mechanical Efficiency (%)</i>	98,0
<i>Min. Required Power (kW)</i>	73,857
<i>Min. Required Power (kW)</i>	96, 014

Tabel 4.21 Hasil analisis sizing *second stage feedwater pump*

<i>First Stage Feedwater Pump Specification</i>	
<i>Working Fluid</i>	<i>Water</i>
<i>Limits of Gas Content in Liquid (%)</i>	5,0
<i>P_1(bar)</i>	30,000
<i>P_2(bar)</i>	100,810
<i>T_1(°C)</i>	180,000
<i>T_2(°C)</i>	180,000
<i>h_1(kJ/kg)</i>	764,200
<i>h_2(kJ/kg)</i>	767,850
<i>Delivery Head (m)</i>	812,547
<i>ρ_w(kg/m³)</i>	888,336
<i>Specific Gravity</i>	0,888
<i>Mik. \dot{m}_w(kg/s)</i>	16,987
<i>Max. \dot{m}_w(kg/s)</i>	22,083
<i>Mik. V_m(kg/s)</i>	0,019
<i>Max. V_m(kg/s)</i>	0,025
<i>Speed (rpm)</i>	2.000
<i>Mik. N_s</i>	1,817
<i>Max. N_s</i>	2,072
<i>Isentropic Efficiency (%)</i>	75,0

<i>Mechanical Efficiency (%)</i>	98,0
<i>Min. Required Power (kW)</i>	207,108
<i>Min. Required Power (kW)</i>	269,240

Analisis *sizing pumps* menggunakan persamaan 2.18 untuk menghitung *min. N_s* dan *max. N_s* dan menggunakan persamaan 2.17 untuk menghitung *min. required power* dan *min. required power*.

4.1.13 Sizing Fans

Adapun hasil analisis dari *sizing fans* yang terdiri dari *primary forced draft fan*, *secondary forced draft fan*, *flue gas circulation fan* dan *induced draft fan* dapat dilihat pada tabel 4.21.

Tabel 4.22 Hasil analisis *sizing primary forced draft fan*

<i>Primary Forced Draft Fan</i>	
<i>Type of</i>	<i>Axial Flow</i>
<i>Working Fluid</i>	<i>Air</i>
$P_1(\text{bar})$	1,033
$P_2(\text{bar})$	1,135
$T_1(^{\circ}\text{C})$	33,000
$T_2(^{\circ}\text{C})$	46,358
$h_1(\text{kJ/kg})$	33,796
$h_2(\text{kJ/kg})$	47,489
$\rho_a(\text{kg/m}^3)$	1,138
<i>Min. Total Mass Flow Rate (kg/s)</i>	22,428
<i>Max. Total Mass Flow Rate (kg/s)</i>	30,278
<i>Min. Total Volumetric Flow (m³/s)</i>	19,713
<i>Max. Total Volumetric Flow (m³/s)</i>	26,613

<i>Isentropic Efficiency (%)</i>	80,0
<i>Mechanical Efficiency (%)</i>	98,0
<i>Compressibility Factor Dimensionless</i>	96,0
<i>Number of Fan units</i>	2
<i>Min. Mass Flow Rate for each Fan (kg/s)</i>	11,214
<i>Max. Mass Flow Rate for each Fan (kg/s)</i>	15,139
<i>Min. Volumetric Flow for each Fan (m³/s)</i>	9,856
<i>Max. Volumetric Flow for each Fan (m³/s)</i>	13,306
<i>Min. Required Power for each Fan (kW)</i>	123,106
<i>Max. Required Power for each Fan (kW)</i>	166,193
<i>Min. Total Required Power (kW)</i>	246,211
<i>Max. Total Required Power (kW)</i>	332,385

Tabel 4.23 Hasil analisis sizing secondary forced draft fan

<i>Secondary Forced Draft Fan</i>	
<i>Type of</i>	<i>Axial Flow</i>
<i>Working Fluid</i>	<i>Air</i>
<i>P₁(bar)</i>	1,033
<i>P₂(bar)</i>	1,135
<i>T₁(°C)</i>	33,000
<i>T₂(°C)</i>	46,358
<i>h₁(kJ/kg)</i>	33,796
<i>h₂(kJ/kg)</i>	47,489
<i>ρ_a(kg/m³)</i>	1,138
<i>Min. Total Mass Flow Rate (kg/s)</i>	5,524
<i>Max. Total Mass Flow Rate (kg/s)</i>	6,445
<i>Min. Total Volumetric Flow (m³/s)</i>	4,856
<i>Max. Total Volumetric Flow (m³/s)</i>	5,665

<i>Isentropic Efficiency (%)</i>	80,0
<i>Mechanical Efficiency (%)</i>	98,0
<i>Compressibility Factor Dimensionless</i>	96,0
<i>Number of Fan units</i>	2
<i>Min. Mass Flow Rate for each Fan (kg/s)</i>	2,762
<i>Max. Mass Flow Rate for each Fan (kg/s)</i>	3,222
<i>Min. Volumetric Flow for each Fan (m³/s)</i>	2,428
<i>Max. Volumetric Flow for each Fan (m³/s)</i>	2,832
<i>Min. Required Power for each Fan (kW)</i>	30,322
<i>Max. Required Power for each Fan (kW)</i>	35,376
<i>Min. Total Required Power (kW)</i>	60,644
<i>Max. Total Required Power (kW)</i>	70,752

Tabel 4.24 Hasil analisis sizing recirculation flue gas fan

<i>Recirculation Flue Gas Fan</i>	
<i>Type of</i>	<i>Axial Flow</i>
<i>Working Fluid</i>	<i>Flue Gas</i>
<i>P₁(bar)</i>	1,001
<i>P₂(bar)</i>	1,133
<i>T₁(°C)</i>	150,000
<i>T₂(°C)</i>	168,438
<i>h₁(kJ/kg)</i>	164,461
<i>h₂(kJ/kg)</i>	185,115
<i>ρ_a(kg/m³)</i>	0,658
<i>Min. Total Mass Flow Rate (kg/s)</i>	4,042
<i>Max. Total Mass Flow Rate (kg/s)</i>	6,372
<i>Min. Total Volumetric Flow (m³/s)</i>	6,142
<i>Max. Total Volumetric Flow (m³/s)</i>	9,683

<i>Isentropic Efficiency (%)</i>	80,0
<i>Mechanical Efficiency (%)</i>	98,0
<i>Compressibility Factor Dimensionless</i>	97,0
<i>Number of Fan units</i>	2
<i>Min. Mass Flow Rate for each Fan (kg/s)</i>	2,021
<i>Max. Mass Flow Rate for each Fan (kg/s)</i>	3,186
<i>Min. Volumetric Flow for each Fan (m³/s)</i>	3,071
<i>Max. Volumetric Flow for each Fan (m³/s)</i>	4,842
<i>Min. Required Power for each Fan (kW)</i>	50,156
<i>Max. Required Power for each Fan (kW)</i>	79,071
<i>Min. Total Required Power (kW)</i>	100,311
<i>Max. Total Required Power (kW)</i>	158,142

Tabel 4.25 Hasil analisis sizing induced draft fan

<i>Induced Draft Fan</i>	
<i>Type of</i>	<i>Axial Flow</i>
<i>Working Fluid</i>	<i>Flue Gas</i>
<i>P₁(bar)</i>	0,981
<i>P₂(bar)</i>	1,012
<i>T₁(°C)</i>	251,124
<i>T₂(°C)</i>	256,665
<i>h₁(kJ/kg)</i>	279,046
<i>h₂(kJ/kg)</i>	285,413
<i>ρ_a(kg/m³)</i>	0,642
<i>Min. Total Mass Flow Rate (kg/s)</i>	19,709
<i>Max. Total Mass Flow Rate (kg/s)</i>	26,929
<i>Min. Total Volumetric Flow (m³/s)</i>	30,711
<i>Max. Total Volumetric Flow (m³/s)</i>	41,961

<i>Isentropic Efficiency (%)</i>	80,0
<i>Mechanical Efficiency (%)</i>	98,0
<i>Compressibility Factor Dimensionless</i>	0,990
<i>Number of Fan units</i>	2
<i>Min. Mass Flow Rate for each Fan (kg/s)</i>	9,854
<i>Max. Mass Flow Rate for each Fan (kg/s)</i>	13,464
<i>Min. Volumetric Flow for each Fan (m³/s)</i>	15,355
<i>Max. Volumetric Flow for each Fan (m³/s)</i>	20,980
<i>Min. Required Power for each Fan (kW)</i>	60,109
<i>Max. Required Power for each Fan (kW)</i>	82,128
<i>Min. Total Required Power (kW)</i>	120,218
<i>Max. Total Required Power (kW)</i>	164,256

Analisis *sizing fans* menggunakan persamaan 2.11 untuk menghitung *min. total required power* dan *min. total required power* dan menghitung *fan delivery head* menggunakan persamaan 2.15.

4.1.14 Sizing Stack

Adapun hasil analisis dari *sizing stack* dapat dilihat pada tabel 4.25.

Tabel 4.26 Hasil analisis dari *sizing stack*

<i>Stack (Chimney)</i>	
<i>Atmospheric Pressure (bar)</i>	1,01325
<i>Air Temperature (°C)</i>	33,00
<i>Air Density (kg/m³)</i>	257,12
<i>Flue Gas Temperature at the Stack Inlet (°C)</i>	1,1377
<i>Flue Gas Density (kg/m³)</i>	0,679
<i>Flue Gas Inlet Height (m)</i>	2
<i>Stack Height (m)</i>	33

<i>Air Pressure above the Stack (bar)</i>	0,999
<i>Stack Effect (m)</i>	0,016
<i>Flue Gas Pressure at Stack Outlet (bar)</i>	1,014

Analisis *sizing stack* menggunakan persamaan 2.16 untuk menghitung *stack effect* dari ketinggian *stack* yang diperkirakan dapat membuat aliran *flue gas* mengalir dengan mudah keluar dari *flue gas system*.

4.1.15 Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah

Adapun rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah yang digunakan pada simulasi menggunakan *Software STEAG Epsilon Professional V 13.02* dapat dilihat pada lampiran 1.

4.1.16 Evaluasi Kinerja Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar

Setelah melakukan simulasi rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah, maka peneliti mendapatkan hasil evaluasi kinerja meliputi kinerja sistem dan masing-masing unit yang dapat dilihat pada tabel 4.25 hingga tabel 4.30. Adapun gambar hasil simulasi dari rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah dapat dilihat pada lampiran 2.

Tabel 4.27 Hasil evaluasi kinerja sistem pembangkit listrik tenaga sampah

<i>WTE Power Plant System Performance</i>	
<i>Gross Thermal Efficiency (%)</i>	26,404
<i>Net Thermal Efficiency (%)</i>	24,024
<i>Gross Plant Heat Rate (kJ/kWh)</i>	13.634,528
<i>Net Plant Heat Rate (kJ/kWh)</i>	14.985,363
<i>Specific Fuel Consumption (kg/kWh)</i>	1,211
<i>Gross Plant Power (MW)</i>	10,500
<i>Net Plant Power (MW)</i>	9,553
<i>Auxiliary Power (MW)</i>	0,947
<i>Boiler Performance</i>	

<i>Boiler Thermal Efficiency (%)</i>	77,327
<i>Boiler Heat Rate (kJ/kWh)</i>	4.655,813
<i>Firing Rate (t/d)</i>	396,618
<i>Thermal Input (MW)</i>	40,636
<i>Economizer Heat Load (MW)</i>	3,855
<i>Evaporator Heat Load (MW)</i>	20,481
<i>Superheater Heat Load (MW)</i>	6,412
<i>Air Preheater Heat Load (MW)</i>	2,629
<i>Net Boiler Power (MW)</i>	30,749
<i>Exhaust Losses (kW)</i>	7,800.000
<i>Slag Losses (kW)</i>	1.160,771
<i>Radiation Losses (kW)</i>	153,523
<i>Uncountable Losses (kW)</i>	772,950
<i>Total Heat Losses (kW)</i>	9.887,243
<i>Slag (t/d)</i>	82,914
<i>Fly Ash (t/d)</i>	6,205
<i>Steam Turbine Performance</i>	
<i>Inlet Mass Flow Rate (kg/s)</i>	12,401
<i>Extraction 1 Mass Flow Rate (kg/s)</i>	2,076
<i>Extraction 2 Mass Flow Rate (kg/s)</i>	0,647
<i>Exhaust Stage Mass Flow Rate (kg/s)</i>	9,679
<i>Gross Mechanical Power (MW)</i>	10,816
<i>Net Mechanical Power (MW)</i>	10,652
<i>Transmission Losses (MW)</i>	98,484
<i>Transmission Efficiency (%)</i>	163,938
<i>High Pressure Feedwater Heater Performance</i>	
<i>Hot Side Mass Flow Rate (kg/s)</i>	0,585
<i>Cold Side Mass Flow Rate (kg/s)</i>	12,041
<i>Heat Duty (kW)</i>	1.681,321
<i>Heat Load (kW)</i>	815,165
<i>Low Pressure Feedwater Heater Performance</i>	
<i>Hot Side Mass Flow Rate (kg/s)</i>	0,647
<i>Cold Side Mass Flow Rate (kg/s)</i>	10,326
<i>Heat Duty (kW)</i>	1.780,234
<i>Heat Load (kW)</i>	895,898
<i>Air-Cooled Condenser Performance</i>	
<i>Hot Side Mass Flow Rate (kg/s)</i>	10,326
<i>Cold Side Mass Flow Rate (kg/s)</i>	791,957

T_2 (°C)	58,042
<i>Heat Load (MW)</i>	22,658
<i>Cooling Duty (MW)</i>	20,337
<i>Total Required Power Fans (kW)</i>	236,600
<i>Electric Generator Performance</i>	
<i>Real Power (MW)</i>	10,500
<i>Idle Power (MVAR)</i>	5,085
<i>Apparent Power (MVA)</i>	11,666

Analisis evaluasi kinerja sistem pembangkit listrik tenaga sampah menggunakan persamaan 2.28 untuk menghitung *net plant heat rate*, menggunakan persamaan 2.33 untuk menghitung *gross plant heat rate*, menggunakan persamaan 2.34 untuk menghitung *net thermal efficiency* dan menggunakan persamaan tersebut untuk menghitung *gross thermal efficiency* namun memodifikasinya terlebih dahulu. Sedangkan *specific fuel consumption* dihitung dengan cara membagi *net plant heat rate* dengan nilai *LHV* bahan bakar sampah. Selanjutnya menggunakan persamaan persamaan 2.28 yang telah dimodifikasi untuk menghitung *boiler heat rate*, dan menggunakan persamaan 3.34 yang telah dimodifikasi untuk menghitung *boiler thermal efficiency*.

4.2 Pembahasan Penelitian

4.2.1 Waste to Energy Power Plant Thermal Efficiency

Dari hasil analisis dapat diketahui bahwa *net thermal efficiency* dari racangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah adalah 24,042%. Hasil tersebut telah sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh Mutz *et al.* (2017) yang menyebutkan bahwa pada umumnya efisiensi thermal pembangkit listrik tenaga sampah adalah 20% dan selaras dengan penelitian yang telah dil-

akukan oleh Branchini (2015) menyebutkan bahwa pada umumnya efisiensi thermal pembangkit listrik tenaga sampah berkisar antara 18%, 25% dan pada beberapa kasus lebih dari 30%.

Selain itu, rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah yang dibuat oleh peneliti juga menggunakan *air ratio* yang rendah sehingga meningkatkan *net thermal efficiency* dari pembangkit listrik tenaga sampah. Hal ini selaras dengan penelitian yang dilakukan oleh Strobel, Waldner and Gablinger (2018) yang menyebutkan bahwa manfaat lain dari penggunaan *air ratio* yang rendah pada pembangkit listrik tenaga sampah adalah peningkatan *thermal efficiency*.

4.2.2 Waste to Energy Boiler Thermal Efficiency

Dari hasil analisis dapat diketahui bahwa *boiler thermal efficiency* yang didapatkan adalah 77,327%. Hasil tersebut sedikit lebih rendah dari hasil penelitian yang telah dilakukan oleh Schu and Leithner (2008) yang menyebutkan bahwa efisiensi thermal *WTE boiler* sekitar 83%.

Penyebab *boiler thermal efficiency* dari rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah yang dibuat oleh peneliti sedikit lebih rendah dibandingkan penelitian yang dilakukan oleh Schu and Leithner adalah temperatur *flue gas* yang dilepaskan ke atmosfer melalui *stack* yang tinggi, yaitu 250°C. Hal ini terjadi karena rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah yang dibuat oleh peneliti menggunakan *convective superheater* pada *boiler* yang menempatkan *superheater* berada setelah *evaporator* yang menyebabkan temperatur *flue gas* yang keluar dari *convective superheater* harus

lebih tinggi dari temperatur uap yang keluar dari superheater (lebih dari 449°C). Tentu hasil yang berbeda akan didapatkan jika racangan pembangkit listrik tenaga sampah menggunakan *radiant superheater* yang menungkinan temperatur *flue gas* yang dilepaskan ke atmosfer melalui *stack* dapat lebih rendah dari temperatur 250 °C yang tentunya akan meningkatkan *boiler thermal efficiency*.

4.2.3 System Heat Balance

Berdasarkan hasil penelitian dapat diketahui bahwa dari rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah yang dibuat oleh peneliti mengalami *heat losses* yang paling besar pada *air-cooled condenser* dan *stack*. Adapun diagram Sankey dari rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah. dapat dilihat pada lampiran 3.

Heat losses yang terjadi pada *air-cooled condenser* sebesar 20,337 MW atau 50,047% dari sistem. Hal tersebut terjadi karena seluruh uap yang telah digunakan oleh *steam turbine* dan *closed feedwater heater* dialirkan ke *air-cooled condenser* untuk mengubah fasa dari uap menjadi air dengan cara membuang *latent heat* dari uap tersebut. Sehingga uap yang telah berubah fasa menjadi air tersebut dapat di dialirkan kembali menuju *boiler*.

Heat losses yang terjadi pada *stack (exhaust losses)* sebesar 7.8 MW. Hal tersebut terjadi karena temperatur *flue gas* yang dilepaskan ke atmosfer melalui *stack* yang tinggi, yaitu 250°C yang kemudian menyebabkan banyaknya kalor yang terbuang dari *flue gas*.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan bahwa:

- 1) Rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah untuk Kota Makassar berkapasitas total 1.011,24 Ton sampah per hari.
- 2) Rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah untuk Kota Makassar memiliki *boiler* berkapasitas 30,479 MW, memiliki *steam turbine* berkapasitas 10,816 MW, memiliki *high pressure feedwater heater* dengan *heat duty* 1.681,321 kW, memiliki *low pressure feedwater heater* dengan *heat duty* 1.780,234 kW, dan memiliki *air-cooled condenser* dengan *cooling duty* 20,337 MW.
- 3) Rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah untuk Kota Makassar memiliki kinerja meliputi *net thermal efficiency* 24,024 %, *net plant heat rate* 14.985,363 kJ/kWh, *auxiliary load* 0,947 MW, *net plant power* 9,553 MW, dan *specific fuel consumption* 1,211 kg/kWh.

5.2 Saran

Adapun saran yang penulis berikan adalah sebagai berikut:

- 1) Dibutuhkan penelitian lebih lanjut dengan menggunakan metode yang sama, tetapi melengkapi penelitian ini dengan melakukan perancangan yang lebih detail. Perancangan yang lebih detail perlu

menentukan material yang digunakan, ukuran *tube* dan konfigurasi pembangkit listrik tenaga sampah yang lebih sempurna. Selain itu, rancangan yang telah jadi sebelumnya perlu dimodifikasi sehingga *boiler*, *feed water heater*, *deaerator*, *generator*, dan *air cooled condenser* memiliki keakuratan yang lebih baik.

- 2) Pengujian laboratorium diperlukan untuk mengetahui kandungan unsur C, H, N, O dari sampah, sehingga dapat melakukan analisis ultimate dan proksimat yang akurat untuk mengetahui nilai kalor bahan bakar sampah.

DAFTAR PUSTAKA

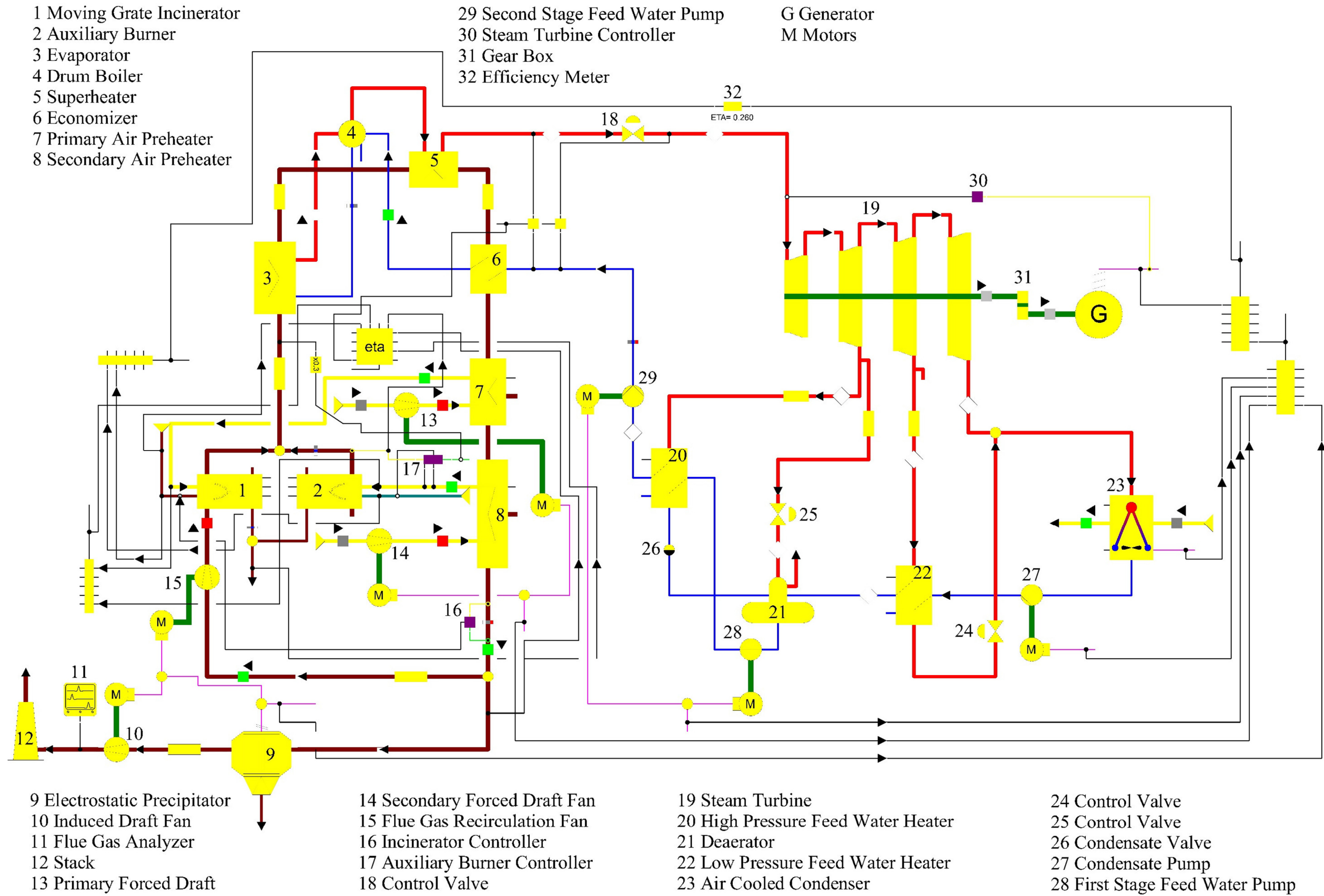
- Adams Jr., M.L. (2017) *Power Plant Centrifugal Pumps Problem Analysis and Troubleshooting*. Available at: <http://taylorandfrancis.com>.
- Alleman, T.L. et al. (2016) *Biodiesel Handling and Use Guide*.
- Anshar, M., Ani, F.N. and Kader, A.S. (2014) 'The energy potential of municipal solid waste for power generation in Indonesia', *Jurnal Mekanikal*, 37(2), pp. 42–54.
- Babcock & Wilcox Company (2005) *Steam: Its Generation and Use*. 41st edn, Babcock & Wilcox Company. 41st edn. Edited by J.B. Kitto and S.C. Stultz.
- Bergman, T.L. and Lavine, A.S. (2017) *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 8th Editio. Wiley.
- Black and Veatch (1996) *Power Plant Engineering*. Boston: Springer.
- Branchini, L. (2015) *Waste to Energy Advance Cycle and New Design Concept for Efficient Power Plants*. Bologna: Springer.
- Christensen, T.H. (2011) *Solid Waste Technology and Management*. Wiley.
- Cory, W. (Bill) (2005) *Materials and stresses*. 1st edn, Fans and Ventilation. 1st edn. Elsevier. Available at: <https://doi.org/10.1016/b978-008044626-4/50009-7>.
- Department of Energy United State of America (1992) *Department of Energy Fundamentals Handbook*. Department of Energy United State of America.
- Donatello Annaratone (2008) *Steam Generators Description and Design*, *Journal of Chemical Information and Modeling*. Milan: Springer.
- Heat Exchange Institute Inc. (2013) *HEI 2629 Standards for Steam Surface Condensers*. 11th edn. Oh: Heat Exchange Institute Inc.
- Heat Exchange Institute Inc. (2015) *Heat Exchange Institute Standard for Closed Feed Water Heater*. 9th edn. Ohio: Heat Exchange Intitute Inc.
- Hoval Company (2013) *Planner Guide Small to Medium Size Steam Boilers*.
- Ibikunle, R.A. et al. (2020) 'Municipal solid waste sampling, quantification and seasonal characterization for power evaluation: Energy potential and statistical modelling', *Fuel*, 277(February), p. 118122. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118122>.
- Jack P. Holman (2010) *Heat Transfer*. 10th edn, McGraw-Hill, Inc, New York. 10th edn. New York: McGraw-Hill.
- Kalogirou, E.N. (2018) *Waste to Energy Technologies and Application*. CRC Press.
- Kementrian Lingkungan Hidup Dan Kehutananan Republik Indonesia (2021) *Sis-tem Informasi Pengolahan Sampah Nasional, Data Pengolahan Sampah Kota Makassar*.
- Kiamah, P. (2012) *Power Generation Handbook Fundamentals of Low Emission, High-Efficiency Power Plant Operation*. 2nd edn. New York: McGraw-Hill.
- Lindsley, D., Grist, J. and Parker, D. (2018) *Thermal power plant control and instrumentation: The control of boilers and HRSGs*. 2nd edn, *Thermal Power Plant Control and Instrumentation: The control of boilers and HRSGs*.

- 2nd edn. *The Institution of Engineering and Technology*. Available at: <https://doi.org/10.1049/PBPO119E>.
- Liu, C. et al. (2020) *CCET Guidelines Series on Intermediate Municipal Solid Waste Treatment Technologies Waste to Energy Incineration*. UN Environment Programme, IETC Technology for Environment and Institute for Global Environmental Strategies.
- Ministry of Energy and Mineral Resources Republic of Indonesia (2015) *Waste to Energy Guidebook*. Jakarta: Ministry of Energy and Mineral Resources Republic of Indonesia.
- Munsir, I. (2022) 'TPA Antang Makassar Melebihi Kapasitas, Sampah Menggunakan 50 Meter Baca artikel detik Sulsel, "TPA Antang Makassar Melebihi Kapasitas, Sampah Menggunakan 50 Meter', *Detik Sulsel*, p. 1. Available at: <https://www.detik.com/sulsel/berita/d-6000340/tpa-antang-makassar-melebihi-kapasitas-sampah-menggunakan-50-meter> (Accessed: 24 September 2022).
- Mutz, D. et al. (2017) *Waste-to-Energy Options in Municipal Solid Waste Management*. Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH.
- Nitsche, M. and Gbadamosi, R.O. (2015) *Heat Exchanger Design Guide A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers*. Elsevier.
- Nord, L.O. and Bolland, O. (2020) *Carbon Dioxide Emission Management in Power Generation*. Weinheim: Wiley-VCH.
- Ozawa, M. and Asano, H. (2021) *Advance in Power Boilers, Advances in Power Boilers*. Available at: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-820360-6.00011-4>.
- Peraturan Presiden Republik Indonesia Nomor 35 Tahun 2018 (2018) *Praturan Presiden Republik Indonesia Nomor 35 Tahun 2018 Tentang Percepatan pembangunan Instalasi Pengolahan Sampah Menjadi Energi Listrik Berbasis Teknologi Ramah Lingkungan*. Indonesia.
- Pichtel, J. (2014) *Waste Management Practices Municipal, Hazardous and Industrial*. 2nd Editio. CRC Press.
- Schu, R. and Leithner, R. (2008) *Waste to Energy-Higher Efficiency with External Superheating*.
- Siemens AG (2019) *Siemens Steam Turbine Portfolio*. Houston.
- de Souza, G.F.M. (2012) *Thermal Power Plant Performance Analysis*. Springer series in reliability engineering. Edited by H. Pham. Sao Paulo: Springer.
- STEAG (2018) *EBSILON Professional the Planning Tool for the Power Plant Process*. Zwingenberg.
- Strobel, R., Waldner, M.H. and Gablinger, H. (2018) 'Highly efficient combustion with low excess air in a modern energy-from-waste (EfW) plant', *Waste Management*, 73, pp. 301-302,306. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.wasman.2017.06.049>.
- Struchtrup, H. (2014) *Thermodynamics and Energy Conversion*.
- Teir, S. (2003) *Steam Boiler Technology*. 2nd Edn, Energy Engineering and Environmental Protection Publication. 2nd Edn. Helsinki: Helsinki University of Technology Department of Mechanical Engineering.

Viessmann, M. (2011) Viessmann Technical Guide Steam Boilers.
Volk, M. (2014) Pump Characteristics and Applications.
Zabihian, F. (2021) Power Plant Engineering. CRC Press.

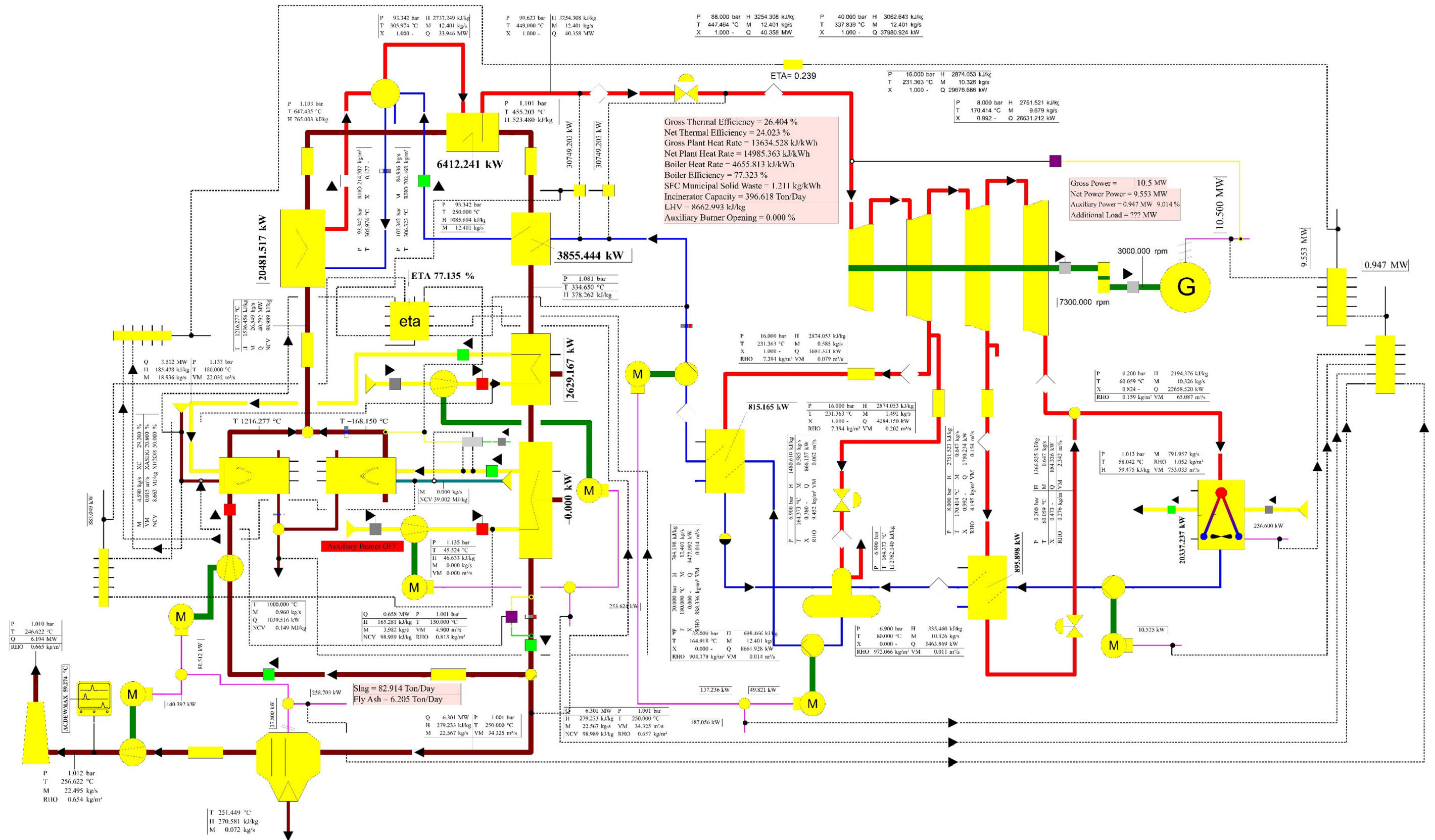
LAMPIRAN

Lampiran 1 Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar



Gambar 4.5 Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar.

Lampiran 2 Hasil Simulasi Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar

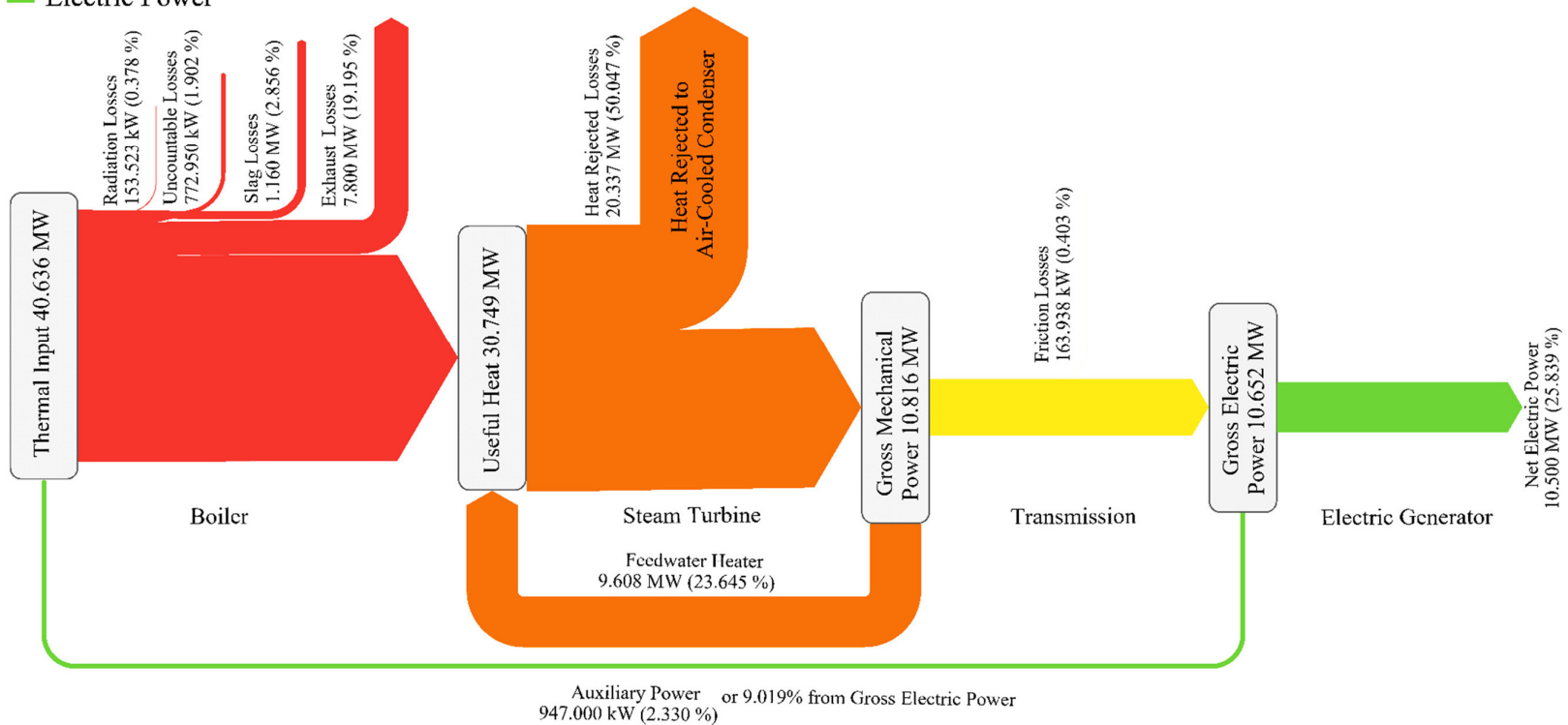


Gambar 4.6 Hasil simulasi rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah di Kota Makassar.

Lampiran 3 Diagram Sankey Rancangan Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Sampah di Kota Makassar

Sankey Diagram of WTE Power Plant 2 x 10.6 MW
with LHV 8.6 MJ/kg

- █ Fuel Power
- █ Steam Power
- █ Mechanical Power
- █ Electric Power



Gambar 4.7 Diagram Sankey rancangan sistem pembangkit listrik tenaga sampah di Kota Makassar.